

# **TRABAJO FIN DE GRADO**

---

## **ESTUDIO DE LAS ESTRATEGIAS DE CARGA PARCIAL DE UN MOTOR ALTERNATIVO DE ENCENDIDO PROVOCADO MEDIANTE UNA SIMULACIÓN TERMODINÁMICA**



**Universidad  
Carlos III de Madrid**

### **TITULACIÓN:**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

### **ALUMNO:**

**JUDIT MARINA GORDILLO SÁNCHEZ**

### **TUTOR:**

**MATHIEU LEGRAND**

**LEGANÉS, SEPTIEMBRE DE 2014**



**TÍTULO:** “Estudio de las estrategias de carga parcial de un motor alternativo de encendido provocado mediante una simulación termodinámica”.

**AUTOR:** Judit Marina Gordillo Sánchez.

**DIRECTOR POR LA UNIVERSIDAD:** Mathieu Legrand.

**EL TRIBUNAL**

**Presidente:** \_\_\_\_\_

**Vocal:** \_\_\_\_\_

**Secretario:** \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Grado el día 3 de octubre de 2014 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

**VOCAL**

**SECRETARIO**

**PRESIDENTE**



*A mi familia, en especial a mi hermana  
Miriam.*

*Deseo agradecer a mi tutor, Mathieu, todo lo  
que me ha enseñado en estos últimos meses, su  
ayuda prestada, sin la cual no habría logrado  
realizar este trabajo y su paciencia.*

*Quisiera dar las gracias también a Daniel por  
el apoyo recibido durante estos últimos cuatro  
años.*

*Por último, a Irene.*

*Gracias.*



# RESUMEN

---

El motor de combustión interna alternativo (*MCIA*) de cuatro tiempos es el empleado en casi todos los motores de los vehículos utilitarios de hoy en día. Estos motores suelen tener su punto óptimo de funcionamiento (punto económico) cerca de la plena carga del motor. Sin embargo, en circunstancias normales de conducción, el modo más solicitado del motor es el de carga parcial, generando así una cuestión a solventar.

Con motivo de la resolución de la problemática de la carga parcial, objeto principal de este trabajo, se estudiará el estado del arte actual de la distribución variable, la inclusión de la turboalimentación y la recirculación de gases de escape, todos ellos mecanismos desarrollados que hoy en día se emplean o se piensan emplear en los vehículos para mejorar la potencia y reducir en cierta medida el consumo.

Este estudio se realiza puesto que se pretende utilizar esta tecnología ya desarrollada para regular la carga del motor y con ello, disminuir el consumo sin restar prestaciones. Para ello se simulará, mediante el programa de cálculo matemático *Matlab*, un ciclo termodinámico dual, limitado en presión, sobre el que se trabajará modificándolo y aplicando diferentes tipos de estrategias de control de carga. Por último se evaluarán los resultados comparando las estrategias aplicadas y seleccionando la mejor técnica para solucionar el problema de la carga parcial.





# ABSTRACT

---

The reciprocating internal combustion engine (*RICE*) four-stroke is employed in almost all engines of commercial vehicles nowadays. These engines use to exhibit their optimal operating point when the engine is operating in full load mode. However, the most common driving mode occurs at partial load operation of the engine, resulting in an issue to be solved.

Due to there solution of the problem of part-load, main objective of this project, the state of the art of the variable distribution and the incorporation of the turbo-charging and exhaust gas recirculation will be studied. All these devices are used nowadays, or meant to be used in the next future, in the vehicles to upgrade the power and to reduce fuel consumption.

This study was performed with the purpose of using this technology to regulate the engine load and thus, to lower the fuel consumption without reducing the performance. To do this, a dual thermodynamic cycle limited in pressure will be simulated, using a mathematical computation program (*Matlab*), which will be modified in order to apply different sorts of load control strategies. Finally, the results will be evaluated comparing the applied strategies and choosing the best way of solving the problem of partial load.



# CONTENIDOS

ÍNDICE DE FIGURAS .....	14
ÍNDICE DE ECUACIONES .....	16
NOMENCLATURA .....	20
GLOSARIO.....	24
• <b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>26</b>
• <b>CAPÍTULO 2. OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE LA MEMORIA .....</b>	<b>29</b>
2.1. Objetivos .....	29
2.2. Estructura de la memoria.....	30
• <b>CAPÍTULO 3. ESTADO DEL ARTE.....</b>	<b>31</b>
3.1. Introducción .....	31
3.2. Clasificación de los motores de combustión interna alternativos, <i>MCIA</i> . ....	33
3.3. Partes y funcionamiento de un <i>MCIA</i> de cuatro tiempos <i>MEP</i> .....	34
3.3.1. Elementos constructivos de un <i>MCIA</i> .....	34
3.3.2. Funcionamiento de un <i>MCIA MEP</i> de cuatro tiempos con inyección indirecta.....	43
• <b>CAPÍTULO 4. DISTRIBUCIÓN .....</b>	<b>45</b>
• <b>CAPÍTULO 5. ESTRATEGIAS DE CARGA PARCIAL.....</b>	<b>51</b>
5.1. Control de la carga mediante estrangulación con una válvula de mariposa .....	51
5.2. Control de la carga mediante la regulación de los tiempos de admisión .....	52
5.2.1. LIVC (Late inlet valve close).....	53
5.2.2. EIVC (Early inlet valve close).....	53



5.3. Control de carga mediante sistema EGR.....	54
5.4. Control de carga mediante sobrealimentación ( <i>Downsizing</i> ).....	55
5.5. Control de carga mediante la desactivación de los pistones .....	56
5.6. Estado del arte de la distribución variable.....	57
• <b>CAPÍTULO 6. MODELO TERMODINÁMICO.....</b>	<b>68</b>
6.1. Parámetros de operación.....	68
6.1.1. Parámetros geométricos .....	68
6.1.2. Parámetros cinemáticos.....	70
6.1.3. Parámetros de funcionamiento .....	71
6.2. Parámetros de actuación .....	72
6.3. Curvas características.....	75
6.4. Modelo termodinámico .....	76
6.4.1. Procesos del ciclo termodinámico .....	76
6.4.2. Datos de partida.....	78
6.4.3. Propiedades del fluido de trabajo.....	79
6.4.4. Cálculo de los puntos de un ciclo en un motor de encendido provocado ( <i>MEP</i> ) .....	88
• <b>CAPÍTULO 7. RESULTADOS ESTRATEGIAS DE CARGA PARCIAL.....</b>	<b>102</b>
7.1. Control de carga con mariposa de gases.....	102
7.2. Control de carga con distribución variable mediante <i>LIVC</i> .....	107
7.3. Control de carga con distribución variable mediante <i>EGR</i> interno (cruce negativo) .....	110
7.4. Control de carga mediante desconexión de cilindros y mariposa de gases .....	113
7.5. Control de carga mediante turbo con mariposa de gases .....	118
7.6. Control de carga mediante turbo combinado con <i>LIVC</i> .....	123
7.7. Control de carga mediante turbo combinado con <i>EGR</i> .....	126
7.8. Control de carga mediante turbo combinado con desconexión de cilindros .....	128
• <b>CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES .....</b>	<b>133</b>



BIBLIOGRAFÍA.....	135
ANEXO I: ECUACIONES DE LOS GASES IDEALES CALORÍFICAMENTE PERFECTOS.....	137
ANEXO II: ANÁLISIS ECONÓMICO DEL TRABAJO.....	139
ANEXO III: CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN EN MATLAB.....	140

# ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. LÍNEAS DE ISOCONSUMO ESPECÍFICO DE UN MOTOR.....	28
FIGURA 2. RANGO DE OPERACIÓN HABITUAL EN LA VIDA DE UN MOTOR .....	28
FIGURA 3. PARTES FUNDAMENTALES DE UN MOTOR.....	35
FIGURA 4. COMPONENTES DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.....	36
FIGURA 5. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UNA VÁLVULA.....	37
FIGURA 6. ÁRBOL DE LEVAS.....	38
FIGURA 7. SEGMENTOS DE UN PISTÓN.....	40
FIGURA 8. BIELA .....	40
FIGURA 9. CIGÜEÑAL. ....	41
FIGURA 10. PARTES DEL MOTOR ENSAMBLADAS .....	42
FIGURA 11. FASES DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS .....	44
FIGURA 12. DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN. ....	48
FIGURA 13. LEVA.....	49
FIGURA 14. DIAGRAMAS P-V TÍPICOS, EN ESCALA LOGARÍTMICA, DE UN CICLO A PLENA CARGA (IZQUIERDA) Y A CARGA PARCIAL (DERECHA), CONTROLANDO LA CARGA CON MARIPOSA.....	52
FIGURA 15. DIAGRAMAS P-V TÍPICOS, EN ESCALA LOGARÍTMICA, DE UN CICLO A PLENA CARGA (IZQUIERDA) Y A CARGA PARCIAL (DERECHA), CONTROLANDO LA CARGA CON MARIPOSA.....	53
FIGURA 16. DIAGRAMAS P-V TÍPICOS, EN ESCALA LOGARÍTMICA, DE UN CICLO A PLENA CARGA (IZQUIERDA) Y A CARGA PARCIAL (DERECHA), CONTROLANDO LA CARGA CON MARIPOSA.....	54
FIGURA 17. MECANISMO PARA DESACTIVAR PISTONES .....	57
FIGURA 18. FUNCIONAMIENTO DE UN CONVERTIDOR DE FASE.....	59
FIGURA 19. VARIADOR DE FASE. ....	60
FIGURA 20. SISTEMA DE VARIACIÓN DE TIEMPO VALVULAR.....	61
FIGURA 21. SISTEMA VTEC. ....	62
FIGURA 22. SISTEMA VVTI-I A BAJAS Y MEDIAS VUELTAS .....	64
FIGURA 23. SISTEMA VVTI-I A ALTAS VUELTAS .....	64
FIGURA 24. SISTEMA VALVETRONIC.....	65
FIGURA 25. SISTEMA VARIOCAM PLUS.....	66
FIGURA 26. PARÁMETROS GEOMÉTRICOS PRINCIPALES. ....	69
FIGURA 27. DIAGRAMA P-V CON VALORES CARACTERÍSTICOS .....	72
FIGURA 28. REPRESENTACIÓN DE LOS PUNTOS CARACTERÍSTICOS DEL MODELO TERMODINÁMICO EN UN DIAGRAMA P-V.....	77
FIGURA 29. CLASIFICACIÓN DE LOS GASES COMPONENTES DE LA MEZCLA .....	80
FIGURA 30. DIAGRAMA P-V INDICADO CON MARIPOSA DE GASES .....	102
FIGURA 31. DIAGRAMA T-V.....	104
FIGURA 32. REPRESENTACIÓN DE PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS .....	105
FIGURA 33. REPRESENTACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	106
FIGURA 34. REPRESENTACIÓN DE LAS ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	107
FIGURA 35. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO.....	108
FIGURA 36. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	109
FIGURA 37. REPRESENTACIÓN DE ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	110
FIGURA 38. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO .....	111
FIGURA 39. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	112
FIGURA 40. REPRESENTACIÓN DE ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO. ....	113
FIGURA 41. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO.....	114
FIGURA 42. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	115



FIGURA 43. REPRESENTACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	116
FIGURA 44. REPRESENTACIÓN DE LAS ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	117
FIGURA 45. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO .....	118
FIGURA 46. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	119
FIGURA 47. REPRESENTACIÓN DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL MOTOR .....	120
FIGURA 48. REPRESENTACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	121
FIGURA 49. REPRESENTACIÓN DE LAS ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	122
FIGURA 50. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO .....	123
FIGURA 51. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	124
FIGURA 52. REPRESENTACIÓN DE LAS ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	125
FIGURA 53. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO .....	126
FIGURA 54. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	127
FIGURA 55. REPRESENTACIÓN DE LAS ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	128
FIGURA 56. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA P-V INDICADO .....	129
FIGURA 57. REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA T-V .....	130
FIGURA 58. REPRESENTACIÓN DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	131
FIGURA 59. REPRESENTACIÓN DE LAS ISOLÍNEAS DE CONSUMO ESPECÍFICO .....	131

# ÍNDICE DE ECUACIONES

(Ec. 1). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO .....	45
(Ec. 2). CÁLCULO DE LA CARRERA DEL PISTÓN EN FUNCIÓN DE $PMS$ Y $PMI$ .....	68
(Ec. 3). CÁLCULO DE LA CARRERA DEL PISTÓN EN FUNCIÓN DE LA LONGITUD DE LA MANIVELA .....	68
(Ec. 4). CÁLCULO DEL ÁREA DEL PISTÓN .....	69
(Ec. 5). CÁLCULO DE LA CILINDRADA UNITARIA EN FUNCIÓN DEL ÁREA DEL PISTÓN .....	69
(Ec. 6). CÁLCULO DE LA CILINDRADA UNITARIA EN FUNCIÓN DE LOS VOLÚMENES DE LOS PUNTOS MUERTOS SUPERIOR E INFERIOR .....	69
(Ec. 7). CÁLCULO DE LA CILINDRADA TOTAL .....	70
(Ec. 8). CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN VOLUMÉTRICA .....	70
(Ec. 9). CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN VOLUMÉTRICA EFECTIVA .....	70
(Ec. 10). CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE LLENADO .....	70
(Ec. 11). CÁLCULO DEL GRADO DE CARGA.....	71
(Ec. 12). CÁLCULO DEL GASTO MÁSSICO DE GAS.....	71
(Ec. 13). CÁLCULO DEL DOSADO ABSOLUTO .....	71
(Ec. 14). CÁLCULO DEL DOSADO RELATIVO .....	71
(Ec. 15). CÁLCULO DE LA INVERSA DEL DOSADO RELATIVO .....	72
(Ec. 16). CÁLCULO DEL TRABAJO INDICADO.....	73
(Ec. 17). CÁLCULO DE LA POTENCIA INDICADA.....	73
(Ec. 18). CÁLCULO DEL TIEMPO DE CICLO .....	73
(Ec. 19). CÁLCULO DEL PERÍODO .....	73
(Ec. 20). CÁLCULO DE LA PRESIÓN MEDIA INDICADA .....	73
(Ec. 21). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO INDICADO .....	73
(Ec. 22). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN .....	73
(Ec. 23). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DE COMBUSTIÓN .....	74
(Ec. 24). CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS DE CALOR.....	74
(Ec. 25). CÁLCULO DE LA VARIABLE $X$ DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	74
(Ec. 26). CÁLCULO DE LA VARIABLE $Y$ DEL RENDIMIENTO MECÁNICO.....	74
(Ec. 27). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	74
(Ec. 28). CÁLCULO DEL TRABAJO EFECTIVO .....	75
(Ec. 29). CÁLCULO DE LA POTENCIA EFECTIVA .....	75
(Ec. 30). CÁLCULO DEL TIEMPO DEL CICLO .....	75
(Ec. 31). CÁLCULO DEL PERÍODO .....	75
(Ec. 32). CÁLCULO DE LA PRESIÓN MEDIA EFECTIVA.....	78
(Ec. 33). CÁLCULO DE LA CILINDRADA TOTAL.....	79
(Ec. 34). CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL PUNTO MUERTO SUPERIOR .....	79
(Ec. 35). CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL PUNTO MUERTO INFERIOR.....	81
(Ec. 36). ECUACIÓN DE COMBUSTIÓN.....	82
(Ec. 37). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DE DIÓXIDO DE CARBONO .....	82
(Ec. 38). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DE AGUA .....	82
(Ec. 39). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DE NITRÓGENO .....	82
(Ec. 40). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE PRODUCTOS DE DIÓXIDO DE CARBONO .....	82
(Ec. 41). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE PRODUCTOS DE AGUA.....	82
(Ec. 42). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE PRODUCTOS DE NITRÓGENO.....	82
(Ec. 43). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DE PRODUCTOS.....	83
(Ec. 44). CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE GASES PARA PRODUCTOS .....	83
(Ec. 45). CÁLCULO DEL COCIENTE DE CALORES ESPECÍFICOS.....	83





(Ec. 46). CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE LOS GASES .....	83
(Ec. 47). CÁLCULO DEL CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE DE LOS PRODUCTOS .....	83
(Ec. 48). CÁLCULO DEL CALOR ESPECÍFICO A PRESIÓN CONSTANTE DE LOS PRODUCTOS .....	84
(Ec. 49). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DEL COMBUSTIBLE .....	84
(Ec. 50). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DEL OXÍGENO .....	84
(Ec. 51). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DEL NITRÓGENO .....	84
(Ec. 52). CÁLCULO DE LA MASA DE GASES DE ADMISIÓN .....	84
(Ec. 53). CÁLCULO DEL DOSADO ESTEQUIOMÉTRICO .....	85
(Ec. 54). CÁLCULO DEL DOSADO RELATIVO .....	85
(Ec. 55). CÁLCULO DEL DOSADO ABSOLUTO .....	85
(Ec. 56). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE GASES RECIRCULADOS DE ESCAPE DE LOS GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	85
(Ec. 57). PASO INTERMEDIO PARA EL CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE AIRE DE LOS GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	85
(Ec. 58). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE AIRE DE GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	85
(Ec. 59). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE COMBUSTIBLE DE GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	85
(Ec. 60). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DE GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	85
(Ec. 61). CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE LOS GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	85
(Ec. 62). CÁLCULO DEL COCIENTE DE CALORES ESPECÍFICOS DE LOS GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	86
(Ec. 63). CÁLCULO DEL CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE DE LOS GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	86
(Ec. 64). CÁLCULO DEL CALOR ESPECÍFICO A PRESIÓN CONSTANTE DE LOS GASES FRESCOS ADMITIDOS .....	86
(Ec. 65). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN .....	87
(Ec. 66). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE GASES RESIDUALES EN EL INTERIOR DEL CILINDRO ..	87
(Ec. 67). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL PUNTO 1B .....	87
(Ec. 68). CÁLCULO DE LA MASA TOTAL DE GASES CONTENIDA EN EL CILINDRO .....	87
(Ec. 69). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE GASES DE ADMISIÓN .....	87
(Ec. 70). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE AIRE DURANTE CONTENIDO EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	87
(Ec. 71). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE COMBUSTIBLE CONTENIDO EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	87
(Ec. 72). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE GASES DE ESCAPE RECIRCULADOS CONTENIDOS EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	87
(Ec. 73). CÁLCULO DE LA MASA MOLECULAR DE LOS GASES CONTENIDOS EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	88
(Ec. 74). CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE LOS GASES CONTENIDOS EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	88
(Ec. 75). CÁLCULO DEL COCIENTE DE CALORES ESPECÍFICOS DE LOS GASES CONTENIDOS EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	88
(Ec. 76). CÁLCULO DEL CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE DE LOS GASES CONTENIDOS EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	88
(Ec. 77). CÁLCULO DEL CALOR ESPECÍFICO A PRESIÓN CONSTANTE DE LOS GASES CONTENIDOS EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMPRESIÓN .....	89
(Ec. 78). CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS DE CALOR .....	89
(Ec. 79). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL PUNTO 1B .....	90
(Ec. 80). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL PUNTO 1B .....	90
(Ec. 81). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL PUNTO 2 .....	90
(Ec. 82). RELACIÓN ENTRE TEMPERATURAS Y VOLÚMENES ENTRE LOS PUNTOS 1B Y 2 .....	90
(Ec. 83). RELACIÓN ENTRE TEMPERATURAS Y PRESIONES ENTRE LOS PUNTOS 1B Y 2 .....	90
(Ec. 84). RELACIÓN DE VOLÚMENES ENTRE LOS PUNTOS 1B Y 2 .....	90



(Ec. 85). PASO INTERMEDIO PARA EL CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 2</i> .....	90
(Ec. 86). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 2</i> .....	91
(Ec. 87). PASO INTERMEDIO PARA EL CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 2</i> .....	91
(Ec. 88). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 2</i> .....	91
(Ec. 89). CÁLCULO DEL CALOR DE COMPRESIÓN .....	91
(Ec. 90). CÁLCULO DEL TRABAJO DE COMPRESIÓN .....	91
(Ec. 91). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL <i>PUNTO 2B</i> .....	92
(Ec. 92). ECUACIÓN DE LOS GASES IDEALES EN EL <i>PUNTO 2</i> .....	92
(Ec. 93). ECUACIÓN DE LOS GASES IDEALES EN EL <i>PUNTO 2B</i> .....	92
(Ec. 94). RELACIÓN DE TEMPERATURAS Y PRESIONES ENTRE EL <i>PUNTO 2</i> Y <i>2B</i> .....	92
(Ec. 95). BALANCE DE ENERGÍA .....	92
(Ec. 96). BALANCE DE ENERGÍA EN EL PROCESO DE CAMBIO DE COMPOSICIÓN .....	92
(Ec. 97). RELACIÓN DE TEMPERATURAS ENTRE EL <i>PUNTO 2</i> Y <i>2B</i> .....	92
(Ec. 98). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 2B</i> .....	92
(Ec. 99). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 2B</i> .....	95
(Ec. 100). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 3</i> .....	95
(Ec. 101). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN MÁXIMO .....	95
(Ec. 102). BALANCE DE ENERGÍA EN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN .....	95
(Ec. 103). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 3I</i> .....	96
(Ec. 104). RELACIÓN ENTRE TEMPERATURAS Y PRESIONES ENTRE LOS <i>PUNTOS 2B</i> Y <i>3I</i> .....	96
(Ec. 105). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 3I</i> .....	96
(Ec. 106). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 3</i> .....	96
(Ec. 107). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN A VOLUMEN CONSTANTE .....	96
(Ec. 108). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN A PRESIÓN CONSTANTE .....	96
(Ec. 109). CÁLCULO DEL TRABAJO DE COMBUSTIÓN .....	96
(Ec. 110). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 3</i> .....	96
(Ec. 111). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN A VOLUMEN CONSTANTE .....	96
(Ec. 112). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN A PRESIÓN CONSTANTE .....	96
(Ec. 113). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 4</i> .....	97
(Ec. 114). ECUACIÓN DE LOS GASES IDEALES EN EL <i>PUNTO 3</i> .....	97
(Ec. 115). ECUACIÓN DE LOS GASES IDEALES EN EL <i>PUNTO 4</i> .....	97
(Ec. 116). RELACIÓN ENTRE TEMPERATURAS Y VOLUMENES ENTRE EL <i>PUNTO 3</i> Y <i>4</i> .....	97
(Ec. 117). BALANCE DE ENERGÍA .....	97
(Ec. 118). CÁLCULO DEL CALOR DE COMBUSTIÓN A PRESIÓN CONSTANTE .....	97
(Ec. 119). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL <i>PUNTO 4</i> .....	97
(Ec. 120). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 4</i> .....	97
(Ec. 121). CÁLCULO DEL TRABAJO DE COMBUSTIÓN A VOLUMEN CONSTANTE .....	97
(Ec. 122). CÁLCULO DEL TRABAJO DE COMBUSTIÓN A PRESIÓN CONSTANTE .....	98
(Ec. 123). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 5</i> .....	98
(Ec. 124). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 5</i> .....	98
(Ec. 125). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL <i>PUNTO 5</i> .....	98
(Ec. 126). BALANCE DE ENERGÍA .....	98
(Ec. 127). CÁLCULO DEL CALOR DE EXPANSIÓN .....	98
(Ec. 128). CÁLCULO DEL TRABAJO DE EXPANSIÓN .....	99
(Ec. 129). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 6</i> .....	99
(Ec. 130). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL <i>PUNTO 6</i> .....	99
(Ec. 131). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 6</i> .....	99
(Ec. 132). CÁLCULO DEL TRABAJO DE ESCAPE A VOLUMEN CONSTANTE .....	99
(Ec. 133). CÁLCULO DEL CALOR DE ESCAPE A VOLUMEN CONSTANTE .....	99



(Ec. 134). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA EN EL <i>PUNTO 7</i> .....	99
(Ec. 135). CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN EL <i>PUNTO 7</i> .....	99
(Ec. 136). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL <i>PUNTO 7</i> .....	99
(Ec. 137). CÁLCULO DEL CALOR DE ESCAPE A PRESIÓN CONSTANTE .....	99
(Ec. 138). CÁLCULO DEL TRABAJO DE ESCAPE A PRESIÓN CONSTANTE.....	99
(Ec. 139). CÁLCULO DE LA MASA DE GASES RESIDUALES .....	99
(Ec. 140). CÁLCULO DE LA MASA TOTAL CONTENIDA EN EL CILINDRO .....	100
(Ec. 141). CÁLCULO DE LA MASA DE GASES RESIDUALES .....	100
(Ec. 142). CÁLCULO DE LA FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE GASES RESIDUALES TRAS LA ITERACIÓN.....	100
(Ec. 143). CÁLCULO DEL VOLUMEN EN EL <i>PUNTO 1B</i> .....	100
(Ec. 144). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE ITERACIÓN EN EL <i>PUNTO 1B</i> .....	100
(Ec. 145). CÁLCULO DEL CALOR DE ADMISIÓN .....	100
(Ec. 146). CÁLCULO DEL TRABAJO DE ADMISIÓN .....	100
(Ec. 147). CÁLCULO DEL TRABAJO INDICADO.....	100
(Ec. 148). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO INDICADO.....	101
(Ec. 149). CÁLCULO DE LA PRESIÓN MEDIA INDICADA .....	101
(Ec. 150). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO .....	101
(Ec. 151). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO EFECTIVO .....	101
(Ec. 152). CÁLCULO DEL TRABAJO EFECTIVO .....	101
(Ec. 153). CÁLCULO DE LA PRESIÓN MEDIA EFECTIVA .....	101
(Ec. 154). CÁLCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO .....	101

# NOMENCLATURA

---

$D$	Diámetro del cilindro.
$S$	Carrera del pistón.
$l$	Longitud de la biela.
$i$	Número de cilindros.
$A_p$	Área del pistón.
$V_c$	Volumen cámara de combustión.
$q$	Cilindrada unitaria.
$q_T$	Cilindrada total.
$r$	Relación de compresión.
$r_c$	Relación de compresión efectiva.
$a$	Coefficiente de llenado.
$PMS$	Punto muerto superior.
$PMI$	Punto muerto inferior.
$V_{PMI}$	Volumen en el punto muerto inferior.
$V_{PMS}$	Volumen en el punto muerto superior.
$V_{RCA}$	Volumen en el retardo al cierre de la admisión.
$n$	Régimen de giro.
$\alpha$	Grado de carga.
$\alpha$	Ángulo girado por el cigüeñal.
$m_{comb}$	Masa de combustible.
$m_{aire}$	Masa de aire.
$F$	Dosado absoluto.
$F_e$	Dosado estequiométrico.
$F_r$	Dosado relativo.
$L_i$	Poder calorífico inferior del combustible.
$p$	Presión.
$V$	Volumen.
$p_{mi}$	Presión media indicada.
$p_{me}$	Presión media efectiva.
$t_{ciclo}$	Tiempo de ciclo.
$T$	Período.
$W_i$	Trabajo indicado.
$\dot{W}_i$	Potencia indicada.
$\dot{W}_{i_{max}}$	Potencia indicada máxima.
$W_e$	Trabajo efectivo.
$\dot{W}_e$	Potencia efectiva.
$Q_{combustión}$	Calor de combustión.
$\eta_i$	Rendimiento indicado.



$\eta_m$	Rendimiento mecánico.
$\eta_e$	Rendimiento efectivo.
$\eta_{combustión}$	Rendimiento de la combustión.
$\dot{m}$	Gasto másico.
$\rho$	Densidad del fluido.
$v$	Velocidad del fluido.
$A$	Sección de paso del fluido.
$\delta$	Pérdida de carga.
$c$	Número de átomos de carbono.
$h$	Número de átomos de hidrógeno.
$T_{ad}$	Temperatura de admisión de los gases.
$p_{max}$	Presión máxima del ciclo.
$p_{esc}$	Presión de escape.
$Rg$	Constante de un gas.
$\gamma$	Cociente de calores específicos.
$c_p$	Calor específico a presión constante.
$c_v$	Calor específico a volumen constante.
$y$	Fracción volumétrica.
$PM$	Peso molecular.
$\gamma_{prod}$	Cociente de calores específicos de los productos de la combustión.
$Rg_{prod}$	Constante de los gases de los productos.
$C_{v_{prod}}$	Calor específico a volumen constante de los productos.
$C_{p_{prod}}$	Calor específico a presión constante de los productos.
$y_{prod}$	Fracción volumétrica de productos.
$PM_{prod}$	Peso molecular de los productos.
$EGR$	Gases de escape recirculados.
$y_{EGR}$	Fracción volumétrica de gases residuales recirculados.
$y_{EGR_{gases\ frescos}}$	Fracción volumétrica de gases residuales recirculados admitidos.
$y_{aire}$	Fracción volumétrica de aire.
$y_{combustible}$	Fracción volumétrica de combustible.
$y_{aire_{gases\ frescos.}}$	Fracción volumétrica de aire admitido.
$y_{combustible_{gases\ frescos}}$	Fracción volumétrica de combustible admitido.
$\gamma_{gases\ frescos}$	Cociente de calores específicos de los gases frescos de admisión.
$Rg_{gases\ frescos}$	Constante de los gases frescos de admisión.
$C_{p_{gases\ frescos}}$	Calor específico a presión constante de los gases frescos admitidos.
$C_{v_{gases\ frescos}}$	Calor específico a volumen constante de los gases frescos



	admitidos.
$PM_{gases\ frescos}$	Peso molecular de los gases frescos de admisión.
$m_{aire}$	Masa de aire.
$m_{combustible}$	Masa de combustible.
$m_{EGR}$	Masa de gases recirculados de escape.
$m_{ad}$	Masa de gases admitidos en el cilindro.
$m_{res}$	Masa de gases residuales en el cilindro.
$m_T$	Masa total de gases en el cilindro.
$y_{res}$	Fracción volumétrica de gases residuales.
$y_{ad}$	Fracción volumétrica de gases admitidos.
$y_{aire\ compresión}$	Fracción volumétrica de aire durante el proceso de compresión.
$y_{combustible\ compresión}$	Fracción volumétrica de combustible durante el proceso de compresión.
$y_{EGR\ compresión}$	Fracción volumétrica de gases residuales recirculados durante el proceso de compresión.
$\gamma_{compresión}$	Cociente de calores específicos de los gases durante el proceso de compresión.
$Rg_{compresión}$	Constante de los gases durante el proceso de compresión.
$c_{p\ compresión}$	Calor específico a presión constante de los gases durante el proceso de compresión.
$c_{v\ compresión}$	Calor específico a volumen constante de los gases durante el proceso de compresión.
$PM_{compresión}$	Peso molecular de los gases durante la compresión.
$T_{1b}$	Temperatura en el <i>punto 1b</i> del ciclo.
$T_2$	Temperatura en el <i>punto 2</i> del ciclo.
$T_{2b}$	Temperatura en el <i>punto 2b</i> del ciclo.
$T_3$	Temperatura en el <i>punto 3</i> del ciclo.
$T_4$	Temperatura en el <i>punto 4</i> del ciclo.
$T_5$	Temperatura en el <i>punto 5</i> del ciclo.
$T_6$	Temperatura en el <i>punto 6</i> del ciclo.
$T_7$	Temperatura en el <i>punto 7</i> del ciclo.
$p_{1b}$	Presión en el <i>punto 1b</i> del ciclo.
$p_2$	Presión en el <i>punto 2</i> del ciclo.
$p_{2b}$	Presión en el <i>punto 2b</i> del ciclo.
$p_{3i}$	Presión en el <i>punto 3i</i> si se quemara todo el combustible.
$p_3$	Presión en el <i>punto 3</i> del ciclo.
$p_4$	Presión en el <i>punto 4</i> del ciclo.
$p_5$	Presión en el <i>punto 5</i> del ciclo.
$p_6$	Presión en el <i>punto 6</i> del ciclo.
$p_7$	Presión en el <i>punto 7</i> del ciclo.



$V_{1b}$	Volumen en el <i>punto 1b</i> del ciclo.
$V_2$	Volumen en el <i>punto 2</i> del ciclo.
$V_{2b}$	Volumen en el <i>punto 2b</i> del ciclo.
$V_3$	Volumen en el <i>punto 3</i> del ciclo.
$V_4$	Volumen en el <i>punto 4</i> del ciclo.
$V_5$	Volumen en el <i>punto 5</i> del ciclo.
$V_6$	Volumen en el <i>punto 6</i> del ciclo.
$V_7$	Volumen en el <i>punto 7</i> del ciclo.
$x$	Variable del rendimiento mecánico.
$y$	Variable del rendimiento mecánico.
$\text{Parámetro}_{\text{carga}}$	Parámetro de carga.
$q_{\text{turbo}}$	Cilindrada con turboalimentación.

# GLOSARIO

---

<b>Relación de compresión</b>	Proporción en volumen que se puede comprimir la mezcla de gases contenidos en el cilindro.
<b>Cilindrada</b>	Capacidad (volumen) útil de los cilindros.
<b>Distribución variable</b>	Sistema que hace variar el tiempo de apertura y cierre de las válvulas del sistema de distribución.
<b>Temperatura de autoignición</b>	Temperatura mínima, a presión atmosférica, a la que un combustible en contacto con el aire, arde espontáneamente sin necesidad de una fuente de calor externa.
<b>Parámetro indicado</b>	Hacen referencia a lo que sucede en el cilindro.
<b>Parámetro efectivo</b>	Hacen referencia a lo que sucede en el eje del motor.
<b>Poder calorífico inferior del combustible</b>	Es la cantidad de calor que entrega un kilogramo o un metro cúbico de combustible al oxidarse en forma completa. El poder calorífico inferior considera que el vapor de agua contenido en los gases de la combustión no condensa.
<b>EGR</b>	Gases recirculados de escape.





# CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.

---

Los motores de combustión interna alternativos presentan dos problemas en los que en la actualidad se trabaja para mejorar. Los objetivos que persiguen hoy los fabricantes de vehículos utilitarios son por un lado la reducción de emisiones contaminantes, y por otro la disminución del gasto de combustible, sin sacrificar prestaciones.

El funcionamiento de un motor de combustión da como resultado emisiones que contaminan el medio ambiente y que provocan una preocupación social, debido a que estas emisiones están relacionadas con el efecto invernadero y el calentamiento global del planeta. El uso generalizado de vehículos, entre otras cosas, hace que sobre los grandes núcleos urbanos se aprecie una nube de contaminantes que afecta cada día más a sus habitantes. Esto, junto con la normativa impuesta por los gobiernos, hace que parte del presupuesto de las empresas se destine a la reducción de emisiones contaminantes.

Como producto de una combustión completa aparecen tres compuestos. Mayoritariamente, en aproximadamente un 74% se desprende nitrógeno ( $N_2$ ), y alrededor de un 13% de agua ( $H_2O$ ), y un 13% de dióxido de carbono ( $CO_2$ ), siendo este último el más preocupante por su contribución al efecto invernadero. Sin embargo, en la práctica la combustión nunca es completa, por lo que se producen otro tipo de emisiones como son los hidrocarburos inquemados ( $HC$ ), el monóxido de carbono ( $CO$ ) y los óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ). Todos ellos están considerados contaminantes, sin embargo, no suelen superaren conjunto entre el 1 y el 3% de las emisiones de la combustión en condiciones normales.

Los hidrocarburos inquemados son nocivos para el ser humano y se forman como consecuencia de una combustión incompleta, causada generalmente por alteraciones en la propagación de la llama (especialmente en zonas de apagado de llama como paredes frías). Resultan cancerígenos para las personas tras una exposición a ellos prolongada, aunque no suponen un riesgo grave ya que su duración en la atmósfera es corta (*Iaño*) y

además su porcentaje de emisión es bajo, por lo que no se acumulan grandes cantidades en la atmósfera.

Por otra parte, se encuentra el monóxido de carbono, altamente tóxico para el ser humano, pudiendo llegar a causar su muerte en pocos minutos. Se genera principalmente por la oxidación incompleta de un hidrocarburo, y las cantidades generadas aumentan cuando el dosado es rico. También puede originarse por medio de la disociación del  $CO_2$  a altas temperaturas, pero no es lo habitual. Debido a su toxicidad, en motores gasolina, antes de ser expulsado al exterior pasa a través de un catalizador de tres vías donde se oxida produciendo  $CO_2$ .

Los óxidos de nitrógeno tienen un alto poder de efecto invernadero, muy superior al  $CO_2$ , sin embargo su ínfimo porcentaje de emisión hace que apenas contribuya a tal efecto. El  $NO_2$  reacciona en las capas bajas de la atmósfera junto con el oxígeno, en presencia de radiación solar, dando lugar a nitrógeno (presente en mayor porcentaje en el aire) y ozono ( $O_3$ ) que produce irritación en las mucosas y en el sistema respiratorio. Por su parte, en las capas altas de la atmósfera el  $NO$  se combina con  $O_3$  en presencia de radiación solar, dando lugar a oxígeno y nitrógeno, destruyendo por tanto el ozono que protege a los seres humanos de las radiaciones ultravioletas del Sol.

Queda por tanto  $CO_2$ , principal contaminante de la combustión debido a su significativo porcentaje de emisión. Es el gran contribuyente al efecto invernadero, por lo que es el principal objetivo a reducir. Simplemente el hecho de un menor consumo de combustible, implica una reducción de  $CO_2$  emitido, en la misma proporción.

Conjuntamente con el problema de la contaminación, actúa el problema de la economía. El precio del barril de combustible cada día es más elevado, por lo que los clientes de vehículos demandan que estos cada vez tengan un consumo menor. El consumo de combustible, además está directamente relacionado con la emisión de contaminantes, por lo que los intentos de los fabricantes por reducirlo están justificados.

A pesar de que el punto óptimo de funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos se suele encontrar cerca de la plena carga, a lo largo de su vida prevalece el funcionamiento a carga parcial, donde se consume y contamina más por energía efectiva

producida, y es por ello que se pretende acercar el punto óptimo de funcionamiento al grado de carga que prevalece en la vida de los motores, para así obtener un mejor rendimiento con un menor consumo y por tanto reducir la contaminación emitida. A continuación se muestran las curvas características de un motor a carga parcial, y el grado de carga en el que suele operar.

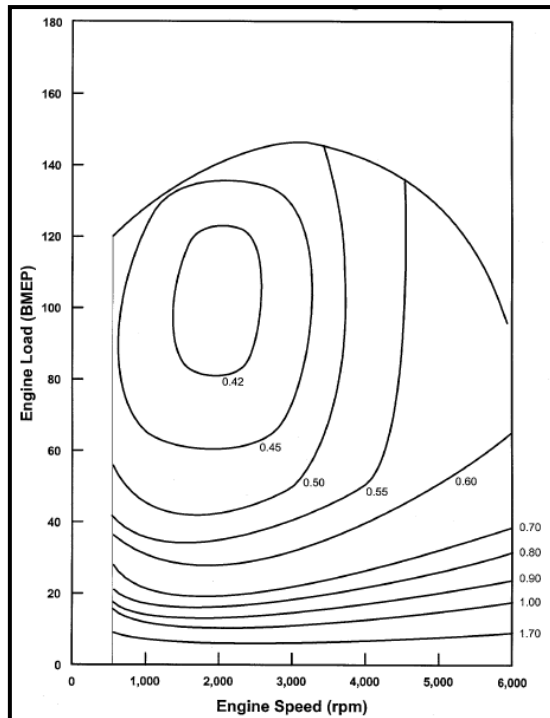


Figura 1. Líneas de isoconsumo específico de un motor (Sierra, 1999).

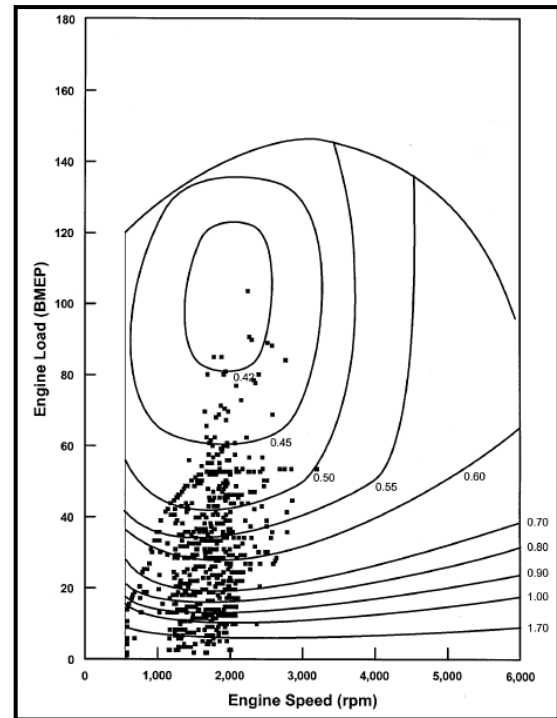


Figura 2. Rango de operación habitual en la vida de un motor (Sierra, 1999).

La disminución de la contaminación y la reducción del consumo para una misma potencia entregada justifican el presente trabajo, en el cual se estudiarán diferentes métodos de regulación de carga, comparando cada una de las soluciones propuestas a la problemática que plantea la conducción en carga parcial, contaminación y consumo, para ver cuál es la que mejor se adapta a la problemática actual.

# CAPÍTULO 2. OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.

---

## 2.1. Objetivos.

El objetivo principal que se pretende alcanzar es aproximar el punto óptimo de funcionamiento de los vehículos a su habitual régimen de operación permitiendo adaptar así, el funcionamiento del motor a las condiciones operativas del mismo y aumentando la flexibilidad de este para adecuarse a las condiciones de funcionamiento.

Con el fin de lograr el objetivo principal se estudiará el posible control de la carga del motor a través de diferentes estrategias. Para ello, se requieren una serie de objetivos individuales que se enumeran a continuación:

1. Entendimiento de la problemática de la carga parcial y de las consecuencias que genera.
2. Introducción de una tecnología ya desarrollada, mostrando el estado del arte de la distribución variable que servirá de base mecánica a las estrategias de carga parcial que se pretenden emplear para mitigar la problemática de la carga parcial.
3. Cálculo teórico de un ciclo dual, limitado en presión, sobre el cual se aplicarán diferentes estrategias de control de carga.
4. Simulación del ciclo aplicando las diferentes estrategias y obteniendo los parámetros indicados y efectivos resultantes, así como las curvas características de funcionamiento del motor que permitirán una comparación entre las diferentes estrategias ejecutadas.
5. Análisis de resultados con la consiguiente elección de la técnica que mejor se adapta al objetivo principal que se pretende conseguir.

## 2.2. Estructura de la memoria.

La memoria se estructura en tres bloques claramente diferenciados que se desglosarán a continuación:

1. **Introducción:** a través de los *capítulos 3, 4 y 5* se realizará una introducción sobre la clasificación de los motores y sus partes fundamentales, así como de la problemática que plantea la conducción a carga parcial, y cuyo objetivo es resolver a lo largo de este trabajo.
2. **Núcleo:** en el núcleo de la memoria se diferencian dos partes.
  - Memoria de cálculo: ocupa el *capítulo 6* y conlleva tanto el cálculo operacional del ciclo, como la programación y simulación del mismo.
  - Resultados obtenidos: mostrados a lo largo del *capítulo 7* que además incluye una comparativa de los mismos.
3. **Conclusiones:** en el *capítulo 8* se exponen las conclusiones y objetivos alcanzados a lo largo del trabajo.

# CAPÍTULO 3. ESTADO DEL ARTE.

---

## 3.1. Introducción.

Un motor es una máquina destinada a producir movimiento a expensas de una fuente de energía. Podemos diferenciar entre varios tipos de motores en función de la energía utilizada como fuente de alimentación.

Por una parte, se encuentran los motores eléctricos, que son aquellos que transforman la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas.

Su uso se extiende desde numerosas aplicaciones industriales como máquinas herramientas, hasta usos familiares como electrodomésticos. Además, su elevado par motor y su alta eficiencia lo convierten en un motor ideal para la tracción de transportes pesados (trenes).

Por otra parte se encuentran los aerogeneradores, que utilizan la energía del viento, y los motores hidráulicos, que aprovechan la energía del agua, ambos mediante transferencia de cantidad de movimiento en turbinas.

En cuanto a lo que fuente de alimentación se refiere, otro tipo de motores son los térmicos, máquinas que transforman la energía térmica en energía mecánica mediante la repetición de un ciclo termodinámico. En función del tipo de combustión se pueden clasificar en:

- **Motor de combustión externa:** el proceso de combustión se realiza fuera de la máquina aportando calor al fluido de trabajo mediante un sistema de intercambio de calor. Generalmente son ciclos cerrados. El fluido de trabajo puede ser agua que al calentarse cambie de fase y se transforme en vapor. Cuando el vapor generado se expande en la turbina se genera trabajo mecánico. Este es el caso de la máquina de vapor y de los ciclos de turbina de vapor, donde el agua se calienta externamente en

una caldera. También se pueden utilizar otros gases como fluido de trabajo: aire (solar), argón (turbinas de gas de ciclo cerrado), helio o hidrógeno como en el motor *Stirling*.

- **Motor de combustión interna:** en estos motores se obtiene la energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de la cámara de combustión, es decir, la combustión se produce dentro de la propia máquina. Dentro de los motores de combustión interna se puede discernir entre los siguientes tipos:
  - **Motores de combustión continua:** son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma continua en el tiempo, y por consiguiente el fluido de trabajo debe también pasar a través del motor de forma continua. Un ejemplo de este tipo de motores es la turbina de gas.
  - **Motores de combustión interna alternativos (MCIA):** engloban aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma intermitente. Se clasifican en tres grupos:

**Propulsivos:** el fluido desarrolla un trabajo aumentando la energía cinética de una corriente, como por ejemplo un pulsorreactor.

**Alternativos:** el fluido desarrolla un trabajo sobre una superficie móvil.

- **Rotativos:** es el caso del motor *Wankel*, que utiliza un rotor triangular-lobular dentro de una cámara ovalada en lugar de un pistón y un cilindro. La mezcla de combustible y aire es absorbida a través de un orificio de aspiración y queda atrapada entre una de las caras del rotor y la pared de la cámara. La rotación del rotor comprime la mezcla, que se enciende con una bujía. Los gases se expulsan a través de un orificio de expulsión con el movimiento del rotor. El ciclo tiene lugar una vez en cada una de las caras del rotor produciendo tres fases de potencia en cada giro.



- Lineales: utilizan el movimiento alternativo de uno o más pistones para convertir la presión de un fluido en trabajo mediante un sistema biela-manivela.

### 3.2. Clasificación de los motores de combustión interna alternativos, *MCIA*.

Hay muchos criterios a la hora de clasificar los *MCIA*, en función del tipo de combustión, del ciclo de trabajo, de la presión de admisión, del tipo de refrigeración, del número y disposición de los cilindros, etc. A continuación se muestran los dos principales conceptualmente, y más relevantes, a la hora de entender el ciclo termodinámico y las características del motor estudiado.

Se pueden clasificar en dos grandes grupos en función del tipo de combustión, íntimamente relacionado con el tipo de encendido:

- **Motores de encendido provocado**: en ellos, la combustión se inicia por un sistema de encendido externo al motor (bujía) de control temporizado que aporta energía suficiente a la mezcla para que arda en la cámara de combustión.
- **Motores de encendido por compresión**: a diferencia de los anteriores, carecen de sistema de encendido, es decir, no tienen bujías, ya que el combustible(gasóil) se inflama espontáneamente al ser inyectado a presión en el cilindro lleno de aire a alta temperatura, superior a la de autoignición del combustible, tras haber sido comprimido.

Otra posible clasificación es en función del ciclo de trabajo, atendiendo al número de etapas que completa un ciclo íntegro. Aunque existen muchas posibilidades, las más extendidas son las siguientes:

- **Motores de dos tiempos**: realizan las cuatro etapas del ciclo termodinámico (admisión, compresión, explosión y escape) en dos movimientos lineales del pistón (carreras), es decir, una vuelta del cigüeñal. Es frecuente encontrarlo en los ciclomotores.

- **Motores de cuatro tiempos:** para completar un ciclo termodinámico, (admisión, compresión, explosión y escape), el pistón realiza cuatro carreras, es decir, dos vueltas del cigüeñal. Es el motor más utilizado en automóviles por mejorar los procesos de renovación de carga respecto a los anteriores.

La modelización del ciclo termodinámico para el estudio y comparación de las estrategias de carga parcial se realizará sobre un motor de combustión interna alternativo *MCIA* de cuatro tiempos y de encendido provocado, por lo que a continuación se describen brevemente las partes y el funcionamiento principal del mismo.

### **3.3. Partes y funcionamiento de un *MCIA* de cuatro tiempos *MEP*.**

En este apartado se explican las partes fundamentales de un motor *MEP* de cuatro tiempos, sus elementos constructivos, así como su funcionamiento.

A pesar de que existen diferentes combinaciones en cuanto a los elementos constructivos se refiere, y en cuanto a su disposición en el motor, en función del tipo de inyección, de la disposición de los cilindros, etc., el objetivo de este apartado es describirlos de forma genérica para alcanzar una visión global de los motores comunes que emplean la mayoría de los vehículos.

#### **3.3.1. Elementos constructivos de un *MCIA*:**

En un motor se pueden distinguir tres partes fundamentales dentro de las cuales se encuentran el resto de elementos constructivos. A continuación se describe cada una de las mismas:

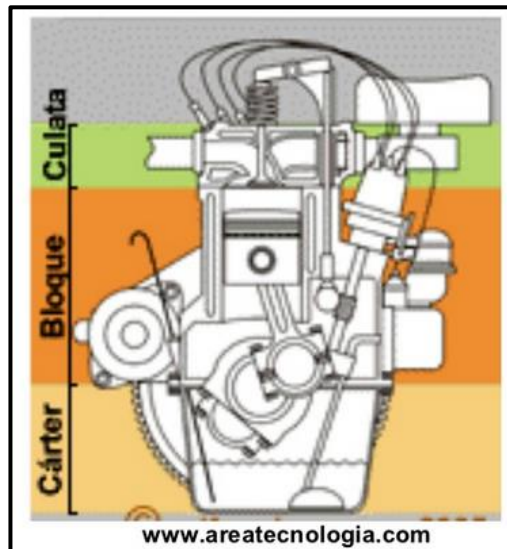


Figura 3. Partes fundamentales de un motor (Tecnología: Electrónica, Electricidad, Informática y Más).

- **Culata:** elemento estructural que, aunque no necesariamente, suele hacer referencia a la parte superior del motor, como se indica en la *figura 3*. Sirve como cierre a los cilindros por su parte superior y es la encargada de soportar las explosiones originadas en la cámara de combustión. Se encuentra unida firmemente al bloque mediante tornillos y entre ambas piezas se interpone la junta de culata que garantiza el sello hermético entre ambas.

Conectados a la culata se encuentran los siguientes elementos:

- **Filtro del aire:** elemento que sirve para que el aire que entra al circuito de admisión no lleve impurezas.
- **Sistema de inyección:** en él se encuentran los inyectores electrónicos, encargados de pulverizar el combustible. Los tipos de inyección más usados actualmente se pueden clasificar en dos tipos:

**Inyección directa:** el combustible se pulveriza directamente en el interior del cilindro.

**Inyección indirecta:** el combustible se pulveriza en el conducto de admisión donde se mezcla con el aire. Este último tipo será el que se emplee en la modelización del ciclo en el *capítulo 6*.

- **Bomba de la gasolina:** envía la gasolina del depósito al sistema de inyección.
- **Colector de admisión de aire y gasolina:** conductos a través de los cuales entra el fluido de trabajo al motor.
- **Conducto de escape:** conductos a través de los cuales se descarga el fluido operante en el interior del cilindro. Tiene como requisito crítico la refrigeración debido a la elevada temperatura de los gases de escape.
- **Mecanismo de distribución:** se denomina así al conjunto de elementos mecánicos que producen la apertura y cierre de los orificios de admisión y escape de los cilindros. Puesto que el objetivo principal es el estudio de los resultados de la aplicación de diferentes estrategias de carga parcial en el sistema de distribución se detallarán más extensamente sus elementos constructivos.

Existen diferentes configuraciones de mecanismos de distribución en función del número de válvulas y de árboles de leva, de la posición de los mismos, e incluso los hay que carecen de válvulas. Para el objeto de estudio definido anteriormente, se limita el estado del arte de los *MEP* a los sistemas de distribución de cuatro válvulas por cilindro y árbol de levas en cabeza.

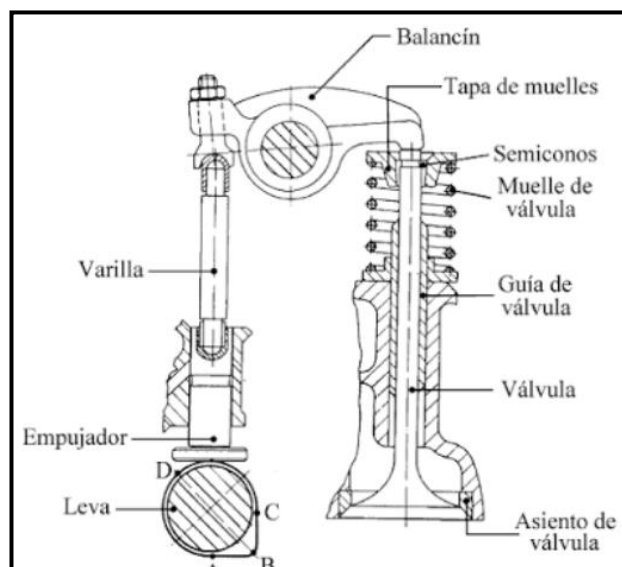


Figura 4. Componentes del sistema de distribución (Mapa mental: LA DISTRIBUCIÓN).

**Válvulas de admisión y escape:** permiten el proceso de renovación de carga, y están provistas de unos muelles que las mantienen cerradas en su posición de reposo. Constan de un plato o cabeza unida al vástago. La superficie de apoyo de la cabeza de la válvula se denomina asiento.

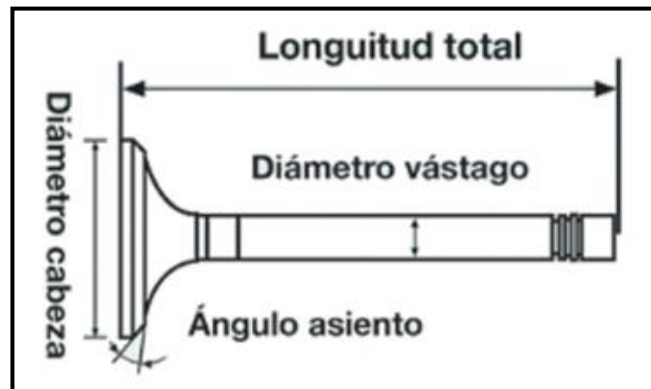


Figura 5. Parámetros característicos de una válvula (Home - e-auto.com.mx - El Sitio de los Mecánicos y Refaccionarios).

**Árbol de levas:** es el elemento portador de las levas. Se acciona mediante la correa de distribución que transmite el movimiento del cigüeñal al propio árbol. Las levas son mecanismos excéntricos, generalmente ovoides de cuyo perfil dependerá la velocidad de apertura y cierre de la válvula y el levantamiento de la misma. Existen otros mecanismos que se estudiarán en el *capítulo 5* que afectarán al levantamiento y a los tiempos de apertura y cierre de las válvulas.

**Empujadores:** también denominados taqués, son los elementos que junto con las varillas transmiten el movimiento ocasionado por el perfil de leva al balancín.

**Muelles:** deben asegurar el contacto en todo momento de la leva con la válvula para que no se rompa la cadena cinemática. Además, tienen que asegurar que las válvulas permanecen perfectamente cerradas, sin que estas se abran, salvo cuando los empujadores las accionan.

**Guías:** como su propio nombre indica, su misión es guiar el movimiento lineal de las válvulas.

**Asientos:** se denomina así a la superficie de apoyo de la cabeza de la válvula.

### El funcionamiento de este conjunto se explica a continuación:

La leva es la encargada de vencer la fuerza del muelle para abrir o cerrar las válvulas en función del tiempo del motor en el que se encuentren. El árbol de levas es accionado por un sistema mecánico denominado distribución, que hace girar las levas accionando así las válvulas, (las cuales son mantenidas en su asiento, por la acción de su correspondiente muelle, en su posición de reposo) abriendo y cerrándolos conductos de admisión y escape, permitiendo por tanto que los gases frescos y quemados entren y salgan del cilindro en los momentos oportunos. El juego entre la válvula y su guía es crítico, ya que se debe evitar el agarrotamiento por dilatación de la válvula, y que el aceite de engrase pueda circular a través del huelgo llegando a la cámara de combustión, puesto que contaminaría el fluido de trabajo.

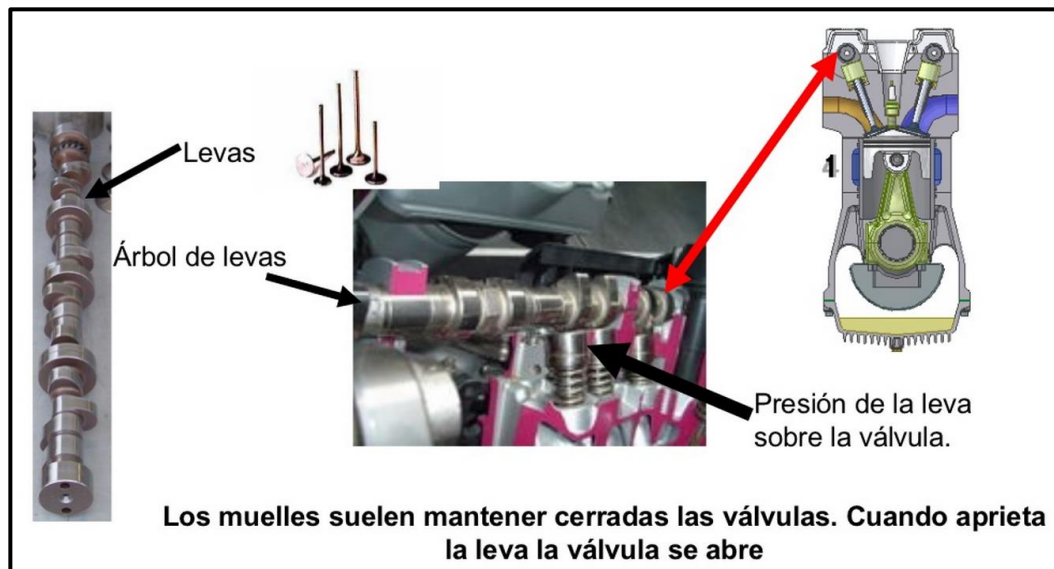


Figura 6. Árbol de levas (Tecnología: Electrónica, Electricidad, Informática y Más).

- **Sistema de encendido:** consta de dos elementos cuyo objeto es que se encienda la mezcla.

**Distribuidor:** manda tensión a la bujía que en ese momento le corresponda saltar la chispa.

**Bujías:** produce la chispa para que explote la mezcla en el cilindro en el tiempo de ignición.

La junta de culata es un elemento intermedio entre la culata y el bloque que se utiliza para sellar la unión entre ambos. Posee varias perforaciones por las cuales pasan los pistones, los espárragos de sujeción, y los conductos tanto de lubricación, como de refrigeración.

- **Bloque motor:** estructura básica del motor, y parte que mayor volumen ocupa. En él se sostienen los siguientes elementos:
  - **Cilindros:** son los huecos por donde se desplazan los pistones en su recorrido. El volumen comprendido entre la culata y el pistón se denomina cámara de combustión. El sistema de refrigeración varía en función del tipo de motor. En el caso de los refrigerados por agua, los cilindros se encuentran rodeados de una camisa de agua cuyo objetivo es la refrigeración. La camisa es una pieza postiza que se introduce en el bloque y es la que entra en contacto con el pistón y los segmentos, sin embargo cada vez son menos los motores que utilizan una camisa postiza, siendo los cilindros de bloque de aluminio mecanizado, integrando así la camisa con su correspondiente tratamiento de superficie.
  - **Pistones:** émbolo que se ajusta al interior de las paredes del cilindro mediante aros flexibles denominados segmentos. Los segmentos deben asegurar la estanqueidad de los gases y el aceite de lubricación, además de calor del pistón hacia el cilindro. Los pistones se desplazan por el interior de los cilindros. Cada uno de los segmentos tiene una misión particular:

**Segmento de fuego:** puesto que es el más cercano a la cámara de combustión, recibe los efectos de la explosión, por ello debe trabajar como escudo térmico, evacuando el calor.

**Segmento de estanqueidad:** debe garantizar la estanqueidad de los gases.

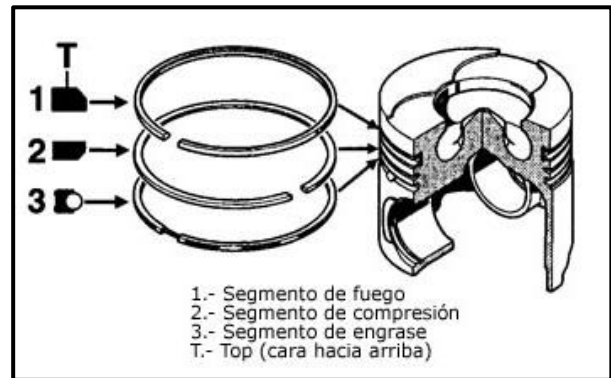


Figura 7. Segmentos de un pistón (Aficionados a la Mecánica).

**Segmento rascador:** su función es rascar el aceite de lubricación de las paredes del cilindro, que barrerán los segmentos superiores, para que no llegue a la cámara de combustión.

- **Biela:** articulación que se encarga de transformar el movimiento lineal del pistón, en movimiento rotativo en el cigüeñal. Se encuentra unida al pistón mediante el bulón.

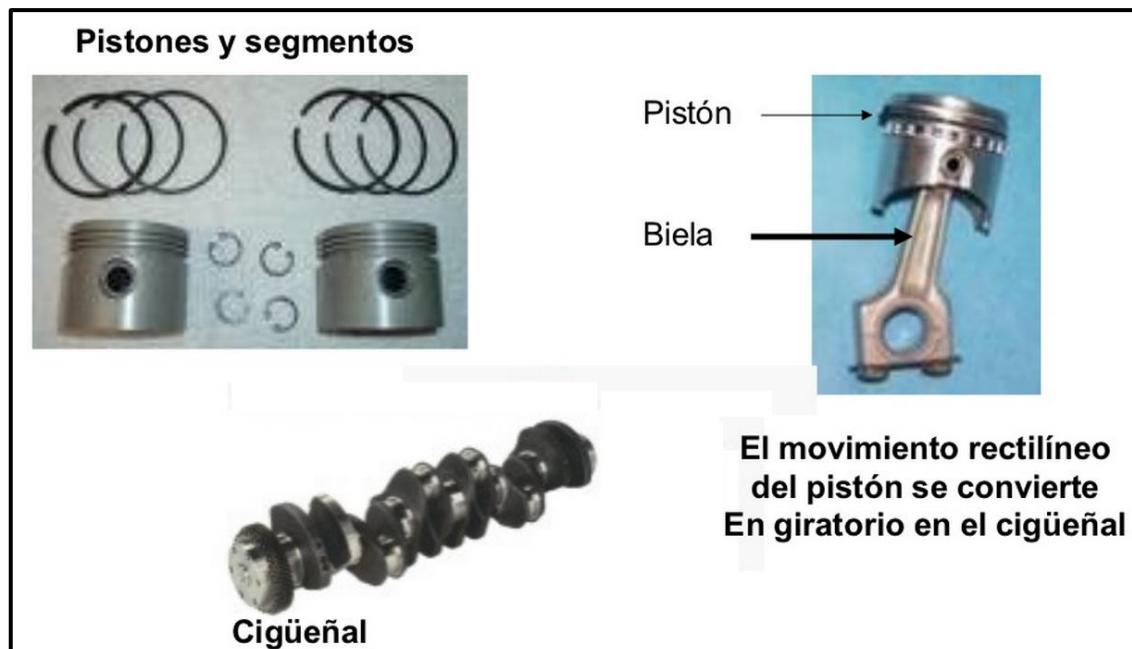


Figura 8. Biela (Tecnología: Electrónica, Electricidad, Informática y Más).



- **Conductos de refrigeración:** como se ha mencionado con anterioridad, existen varios tipos dependiendo del fluido de trabajo que empleen. En el caso de los sistemas de refrigeración por agua, el aire refrigera el agua por medio de un intercambiador de calor aire/agua denominado radiador. Por un lado entra aire por la parte delantera del vehículo, cuando este está en movimiento, y por otro lado, el ventilador contribuye a esta refrigeración incluso cuando el vehículo permanece parado. El objetivo es la evacuación de calor del motor.
- **Conductos de lubricación:** cumple dos funciones, por una parte, lubricar y engrasar todos los mecanismos del motor para evitar que se gripen, además de disminuir el rozamiento y la fricción, y refrigerar el motor para que no se sobrecaliente.
- **Bancada:** es la zona donde se aloja el cigüeñal. Puede constituir una pieza independiente del bloque, o que ambos formen una unidad común.
- **Cigüeñal:** conjunto de manivelas, que a través de las bielas transforman el movimiento alternativo de los pistones en movimiento rotativo del cigüeñal. En un extremo del cigüeñal es usual encontrar un volante de inercia que permite suavizar la marcha del motor y proporcionar un par más regular en el tiempo. El cigüeñal se equilibra estática y dinámicamente por medio de contrapesos, generalmente codo a codo.

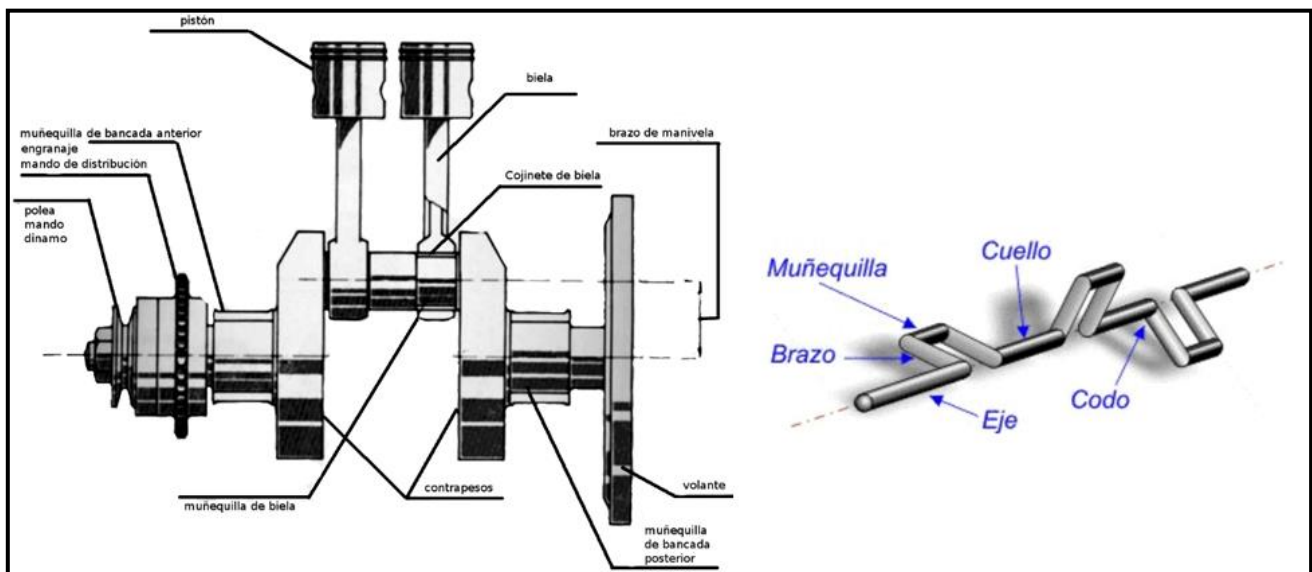


Figura 9. Cigüeñal (Aprendemos tecnología | Blog de profesores de Tecnología).

- **Cárter:** en él se encuentra el aceite para lubricar todas las partes del motor. La bomba de aceite, coge el aceite del cárter y lo envía a las zonas a lubricar a través de los conductos en un circuito cerrado. Dicho depósito de aceite (cárter) está provisto de un filtro antes de la bomba, a través del cual se hace recircular el aceite para limpiarlo de impurezas. En algunos casos, el propio cigüeñal se basta de su propio giro para lubricarse mediante salpicadura.

Por otra parte, el motor necesita de un sistema de transmisión que garantice que la apertura y el cierre de las válvulas se realicen en correspondencia con la posición del pistón. En automóviles típicamente se emplea la transmisión por correa dentada (correa de distribución).

Por último, para iniciar el movimiento del motor es necesario un motor de arranque, componente eléctrico que mueve el cigüeñal por intermedio del volante de inercia para que pueda iniciarse el arranque del motor. Toma la energía eléctrica de la batería y sólo se utiliza en el arranque del motor.

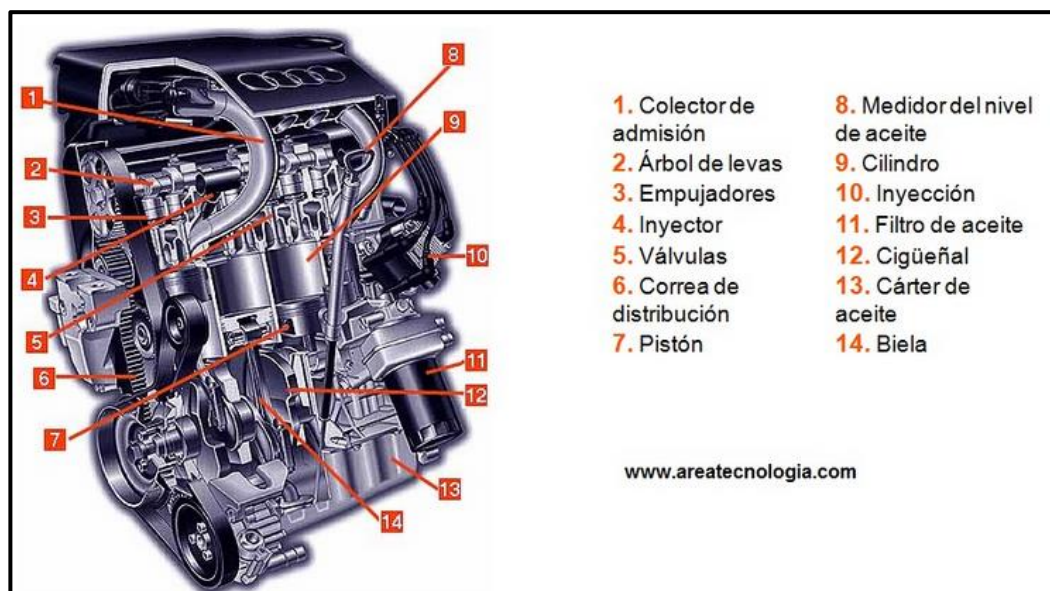


Figura 10. Partes del motor ensambladas (Tecnología: Electrónica, Electricidad, Informática y Más).

### 3.3.2. Funcionamiento de un *MCIA MEP* de cuatro tiempos con inyección indirecta:

En un ciclo, es decir, en dos vueltas completas de cigüeñal, el pistón realiza cuatro carreras que se corresponden con los tiempos del ciclo. A continuación se detalla cada una de ellas:

1. **Admisión:** se abre la válvula de admisión y el pistón desciende en el cilindro aspirando el aire que entra a la cámara de combustión a través del colector de admisión. Los inyectores pulverizan la cantidad justa estimada de gasolina y con ello se completa este tiempo. La inyección se puede producir en el colector de admisión (inyección indirecta) o dentro de la misma cámara de combustión (inyección directa). Como ya se ha dicho, la modelización se realizará bajo un motor de inyección indirecta.
2. **Compresión:** al llegar al final de la carrera anterior, el pistón llega al punto muerto inferior *PMI*, y la válvula de admisión se cierra, comenzando la carrera de ascensión del cilindro. En esta etapa, tanto la válvula de admisión como la de escape permanecen cerradas, por lo que la subida del pistón realiza una compresión de la mezcla que se encuentra en el cilindro.  
La bujía suelta una chispa que enciende la mezcla de la cámara de combustión que ocurre rápidamente.
3. **Expansión:** cuando la mezcla se inflama, la combustión progresa rápidamente incrementando la temperatura en el interior del cilindro y expandiendo los gases que empujan el pistón en su carrera de descenso cediendo trabajo al sistema.
4. **Escape:** se abre la válvula de escape y el pistón empuja los gases procedentes de la combustión hacia el conducto de escape, completándose así un ciclo completo.

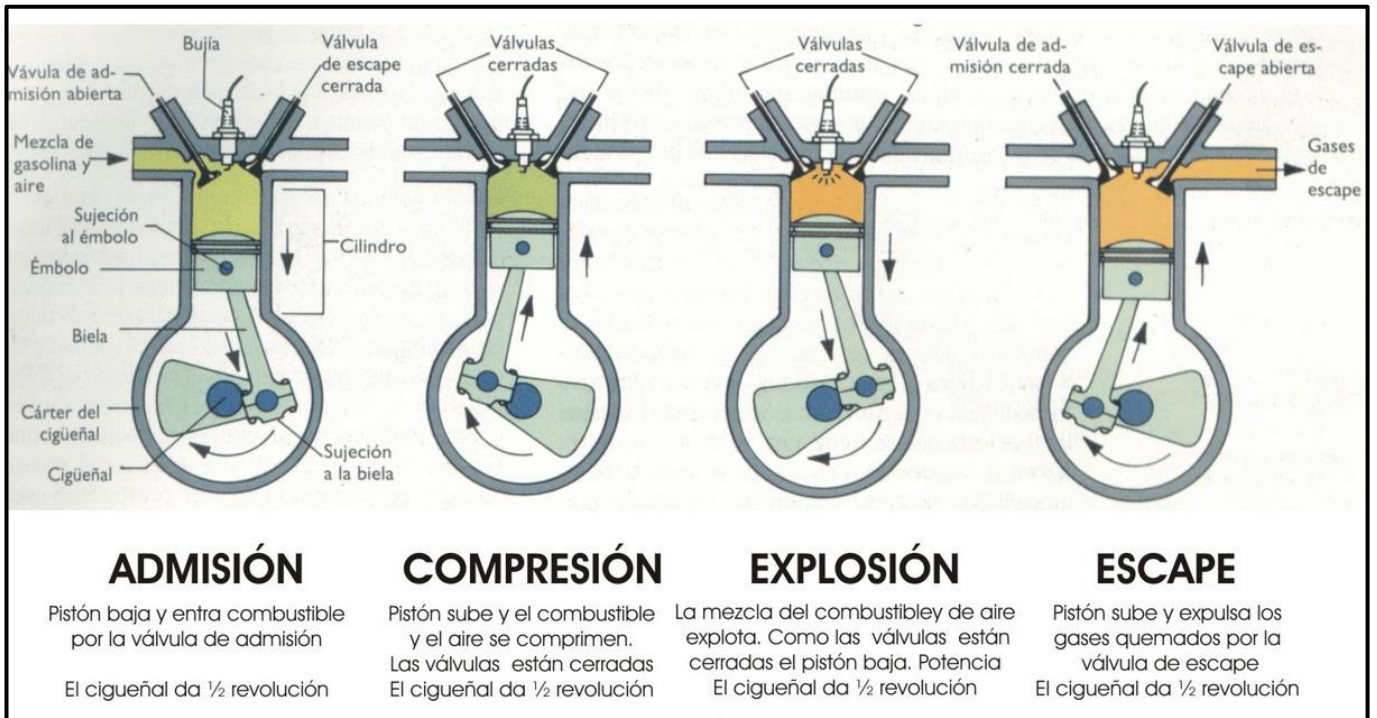


Figura 11. Fases de un motor de cuatro tiempos (Tecnología).

## CAPÍTULO 4. DISTRIBUCIÓN.

El sistema de distribución regula la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape del motor. El momento de apertura y cierre de las válvulas está directamente relacionado con la potencia y el consumo del motor, dado que regula el proceso de renovación de carga. En la realidad las válvulas de admisión y escape no se cierran y se abren en los puntos muertos superior e inferior, según corresponda (estos parámetros están definidos en el *capítulo 6*). Esto se debe a una serie de sucesos que en la realidad no ocurren. Los principales son los siguientes:

- El ciclo no es estacionario.
- El fluido de trabajo no es incompresible.
- Las válvulas no se abren y cierran instantáneamente.

Se define el proceso de renovación de carga como aquel en el que se expulsan los gases quemados del motor y se aspiran gases frescos, es decir, como su propio nombre indica, se renueva la carga de los cilindros del motor. El proceso de renovación de carga está directamente relacionado con la potencia del motor, ya que la potencia máxima, se da cuando el aporte de calor al ciclo es máximo, es decir, cuando en el cilindro tenemos la mayor cantidad posible de mezcla estequiométrica para poder quemar.

Por otra parte, un parámetro representativo del proceso de renovación de carga es el rendimiento volumétrico, que relaciona el gasto real aspirado, con el volumen útil del cilindro, es decir, relaciona el gasto que realmente entra al cilindro, con el gasto que llenaría el cilindro por completo.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (\text{Ec. 1})$$

De esta manera se ve la importancia en la efectividad del llenado de los cilindros, y por tanto del sistema de distribución, sin embargo, el rango de operación de un motor es muy amplio, y por tanto, dependiendo del régimen de operación en el que se encuentre,

dependerá el momento oportuno en el que se deban abrir y cerrar las válvulas para conseguir un óptimo llenado de los cilindros.

Para mejorar la renovación de la carga (mezcla de aire y combustible) es necesario adelantar y retrasar el cierre y la apertura de las válvulas respecto el *PMS* y el *PMI*, es decir, dichos momentos no coincidirán con estos puntos.

Cuando aumentan las revoluciones, el motor gira a mayor velocidad, y los ciclos de admisión y escape se suceden con mayor rapidez, lo que dificulta el proceso de renovación de carga, ya que apenas hay tiempo para la admisión y el escape de los gases.

Para que el cilindro se llene correctamente cuando el motor gira a elevadas revoluciones es necesario que la válvula de admisión permanezca abierta más tiempo. Además si retrasamos su cierre respecto al ángulo de cierre normal, se permitirá, que debido a la inercia de los gases de admisión, continúe entrando mezcla al cilindro incluso habiendo comenzado ya el proceso de compresión, puesto que la presión en el cilindro aún es menor que la presión en el conducto de admisión.

Al igual sucede en el escape, lo que provoca que a altas revoluciones sea conveniente tener un cruce de válvulas, (tiempo durante el cual la válvula de admisión y la de escape permanecen abiertas simultáneamente) superior a un caso con revoluciones intermedias. Por el contrario, esto implica que los cilindros no se llenen correctamente cuando el motor va a bajas vueltas, puesto que al girar lento tiene el tiempo necesario para admitir todo el gasto posible, sin embargo, si se permanece con la válvula de admisión abierta durante la compresión, al haber dado tiempo a que la presión en el cilindro sea igual a la del conducto de admisión, se provoca una pérdida de gasto que saldría nuevamente al exterior debido al avance del émbolo hacia el punto muerto superior, por tanto se comprime una menor cantidad de gasto, reduciendo con ello la potencia.

Debido a esta problemática, los motores convencionales establecen un punto a revoluciones medias, donde el proceso de renovación de carga sea óptimo, perdiendo prestaciones como consecuencia, a altas y bajas vueltas. El momento adecuado de los tiempos del motor, depende pues, de las revoluciones del mismo.

Las variaciones de apertura y cierre respecto a *PMS* y *PMI* respectivamente se definen a continuación:

- **Avance a la apertura de admisión (AAA):** es el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de admisión hasta el *PMS*. Antes de que el pistón llegue al *PMS* se abre la válvula de admisión, es decir, se produce un adelanto respecto al *PMS* para facilitar el llenado del cilindro.
- **Retraso al cierre de admisión (RCA):** con el fin de que entre más aire para la combustión, cuando el motor se encuentra a revoluciones elevadas, se retrasa el cierre de la válvula de admisión, es decir, en lugar de cerrarse justo cuando el pistón alcanza el *PMI*, se cierra instantes después, consiguiendo así aprovechar la inercia de los gases de entrada. El ángulo girado por el cigüeñal desde el *PMI* hasta que se cierra la válvula de admisión se denomina *RCA*.
- **Avance al encendido (AE):** es el ángulo girado por el cigüeñal desde que salta la chispa en la bujía hasta que el émbolo se encuentre en el *PMS*. Teóricamente la chispa debe saltar cuando el pistón alcanza el *PMS*, pero en la realidad se produce poco antes de alcanzar dicho punto para evitar que la combustión termine demasiado tarde, ya que esta no es instantánea. La expansión comienza antes de finalizar la combustión, por lo que la última parte de la mezcla que se quema, no se expande desde el *PMS*, cuando el volumen es mínimo, sino desde un volumen mayor, reduciendo como consecuencia el rendimiento. Para evitar esta pérdida en la media de lo posible se adelanta el encendido, sin dejar de tener en cuenta que esto provoca un incremento de la presión antes de alcanzar el *PMS*, por lo que el pistón tiene que realizar más trabajo para comprimir los gases antes del *PMS*. De ahí que se deba alcanzar un compromiso entre ambos para conseguir el mayor rendimiento posible.
- **Avance en la apertura de escape (AAE):** es el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de escape hasta el *PMI*. Para facilitar la salida de los gases y que esta, se abre la válvula de escape bastante antes de que el

pistón llegue al *PMI*, disminuyendo así la presión que tiene que vencer el pistón desde el *PMI* hasta el *PMS* en la carrera de escape. Si dicha presión es la atmosférica, el trabajo requerido por el ciclo es muy pequeño, mientras que si la contrapresión que tiene que vencer el émbolo es elevada, el ciclo necesita trabajo para vencerla, por lo que el trabajo indicado disminuye, y con ello la potencia. El hecho de realizar este adelanto de apertura de la válvula de escape incita a pensar que la potencia se verá afectada negativamente puesto que se está reduciendo la parte final de la expansión, sin embargo, esto no es así, ya que la mayor parte de la potencia de los gases es transmitida al pistón durante el tiempo de explosión.

- **Retraso en el cierre de escape (RCE):** es el ángulo girado por el cigüeñal desde el *PMS* hasta que se cierra la válvula de escape. Con el fin de evacuar la mayor cantidad de gases de escape, esta válvula no se cierra al alcanzar el *PMS*, si no que se deja abierta unos instantes a la vez que ya se ha abierto la de admisión. Este ángulo durante el cual permanecen abiertas ambas válvulas a la vez, se denomina ángulo de cruce de válvulas, y es el ángulo de *AAA* más el ángulo de *RCE*. El cruce de válvulas produce generalmente el efecto de una fuerte bajada de presión en la zona de escape, que se aprovecha para ayudar a la entrada de los gases frescos y mejorar el barrido de los gases residuales, acción importante en un *MEP* dada la baja relación de compresión (el volumen muerto en el *PMS* es grande en comparación con la cilindrada unitaria) que tienen.

Los ángulos característicos girados por el cigüeñal, correspondientes a estas modificaciones en las aperturas y cierres de las válvulas, se muestran en la figura a continuación, *figura 12*.

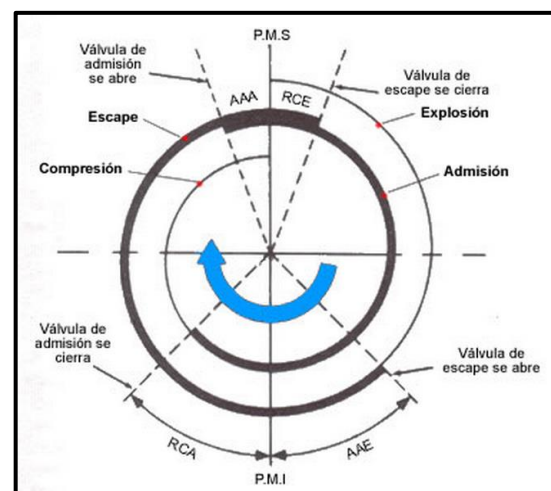


Figura 12. Diagrama de distribución  
(Aficionados a la Mecánica).



Con motivo de ampliar el rango óptimo de operación de los motores surge la distribución variable, que permite que el llenado de los cilindros sea el adecuado en cada momento, mejorando las prestaciones del motor en todo su rango de funcionamiento. El objetivo es que a bajas vueltas, la apertura y cierre de las válvulas se encuentren próximas a los puntos muertos superior e inferior, según correspondan, y que según aumenten las revoluciones, se amplíen los ángulos de los árboles de leva respecto al cigüeñal, así como la alzada de las válvulas, para que haya el tiempo suficiente para el correcto llenado y vaciado de los cilindros.

La distribución variable permite cambiar los dos parámetros fundamentales del comportamiento de las válvulas, permitiendo así variar el momento de apertura y cierre de las mismas, (variación de fase). Ellos son el levantamiento de válvulas y el ángulo del árbol de levas respecto al cigüeñal.

El árbol de levas forma parte del sistema de distribución, y es el encargado de comandar la apertura y el cierre de las válvulas. En función de su forma, la válvula tendrá una alzada y unos ángulos de apertura y cierre respecto al cigüeñal determinados.

- **Levantamiento de válvulas:** también se denomina alzada y es la longitud del recorrido de la válvula desde su cierre hasta su máxima apertura. Depende del perfil de la leva que activa la válvula.

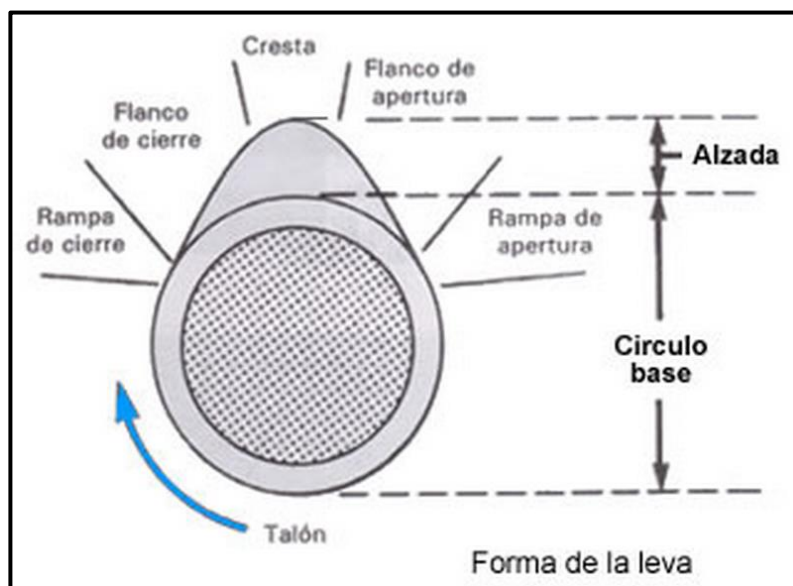


Figura 13. Leva (Aficionados a la Mecánica).

- **Ángulo del árbol de levas respecto al cigüeñal:** mediante la correa de distribución se sincronizan el árbol de levas con el cigüeñal, por tanto ambos giran a la vez. El ángulo del árbol de levas respecto al cigüeñal se define como el ángulo desfasado entre ambos. El ángulo del cigüeñal define en qué momento se abre y se cierra cada una de las válvulas, representado así cada proceso.

El diagrama de distribución, es por tanto, la representación del levantamiento de válvulas frente al ángulo del cigüeñal.

# CAPÍTULO 5. ESTRATEGIAS DE CARGA PARCIAL.

---

Son aquellas que se practican en los motores con el fin de mejorar las prestaciones, reduciendo el consumo y las emisiones de contaminantes, cuando el motor no se encuentra a plena carga.

El óptimo, en cuanto a los objetivos anteriormente mencionados se encuentra cuando el motor funciona cerca de la plena carga. Sin embargo, durante la vida de un motor prevalece el funcionamiento a carga parcial, por lo que se pretende conseguir mejorar en este rango sin restar prestaciones a carga total.

Para ello, se cuenta con las siguientes estrategias más comúnmente practicadas en los coches que tienen la mayoría de los usuarios.

## 5.1. Control de la carga mediante estrangulación con una válvula de mariposa.

Es un dispositivo que mediante el giro de una placa contenida en el interior del conducto de admisión (mariposa) regula la sección de paso de un fluido. Va ubicado en el colector de admisión de los vehículos, y reacciona a las órdenes del acelerador. A mayor fuerza ejercida por el pie sobre el acelerador, mayor será el ángulo girado por la mariposa, y por tanto mayor será el área de paso del fluido.

Al disminuir la sección de paso, aumenta la pérdida de carga disminuyendo la presión del fluido. Luego con la válvula de mariposa se consigue regular la carga, mediante la variación de la presión del fluido en el colector de admisión antes de su entrada al cilindro, es decir, la presión de admisión del motor. Mediante esta válvula, se actúa pues directamente sobre el rendimiento volumétrico, degradándole al cerrar la mariposa y bajar la presión de admisión.

La consecuencia del empleo de esta estrategia es una pérdida de potencia en el mismo régimen, siendo este último el efecto buscado.

Cuando la carga es baja, el área de sección de paso del fluido es pequeña, por lo que la presión de admisión disminuye. La disminución de la presión de admisión provoca un menor trabajo desempeñado por el fluido al admitir menos masa de aire y combustible (carga) el motor, ya que el proceso de compresión comenzará desde una presión inferior, y por tanto la presión máxima del ciclo será inferior a la de un ciclo con una presión de admisión elevada. Además de la pérdida de potencia que esto supone, que la presión de admisión sea baja implica un mayor coste de trabajo al ciclo (bucle de bombeo mayor) en el proceso de admisión, lo que se traduce en un incremento del consumo y por consiguiente de los contaminantes emitidos.

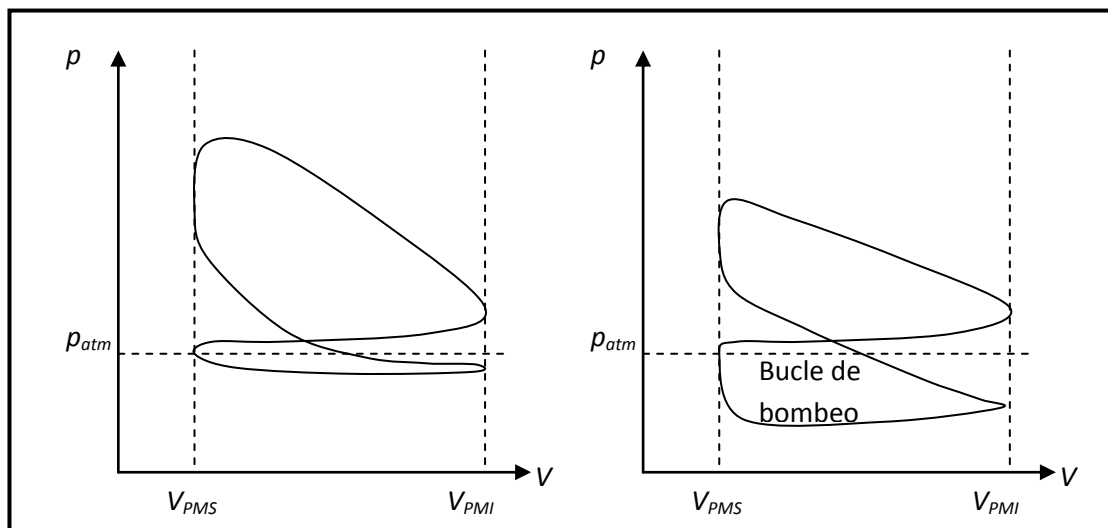


Figura 14. Diagramas p-V típicos, en escala logarítmica, de un ciclo a plena carga (izquierda) y a carga parcial (derecha), controlando la carga con mariposa (Propia).

## 5.2. Control de la carga mediante la regulación de los tiempos de admisión.

Se puede variar la carga del sistema, y por tanto sus prestaciones variando el ángulo de cierre de la válvula de admisión sin variar ninguno de los restantes. En función de cómo se varíe se pueden diferenciar dos tipos de estrategias de regulación de carga.

### 5.2.1. LIVC (Late inlet valve close):

Sus siglas significan un retraso exagerado al cierre de la válvula de admisión (*RCA*) y dicha estrategia se basa, como su propio nombre indica, en retrasar el cierre de la válvula de admisión más allá del óptimo para la renovación de carga.

A bajas revoluciones no conviene retrasar el cierre de la válvula de admisión. Puesto que el motor se encuentra girando despacio, el tiempo que transcurre desde el que el émbolo se desplaza desde el punto muerto superior, al inferior, es suficiente para admitir todo el gasto. Una vez se llega a este punto (*PMI*) las presiones del colector de admisión y del cilindro se han igualado, y mantener la válvula abierta durante parte del proceso de compresión conlleva a que parte del gasto admitido salga de nuevo a través de la válvula, perdiendo potencia en este régimen y aumentando el consumo.

Además, el retraso del cierre de la válvula de admisión implica que la compresión efectiva del motor disminuya, por lo que el trabajo realizado por el ciclo será menor.

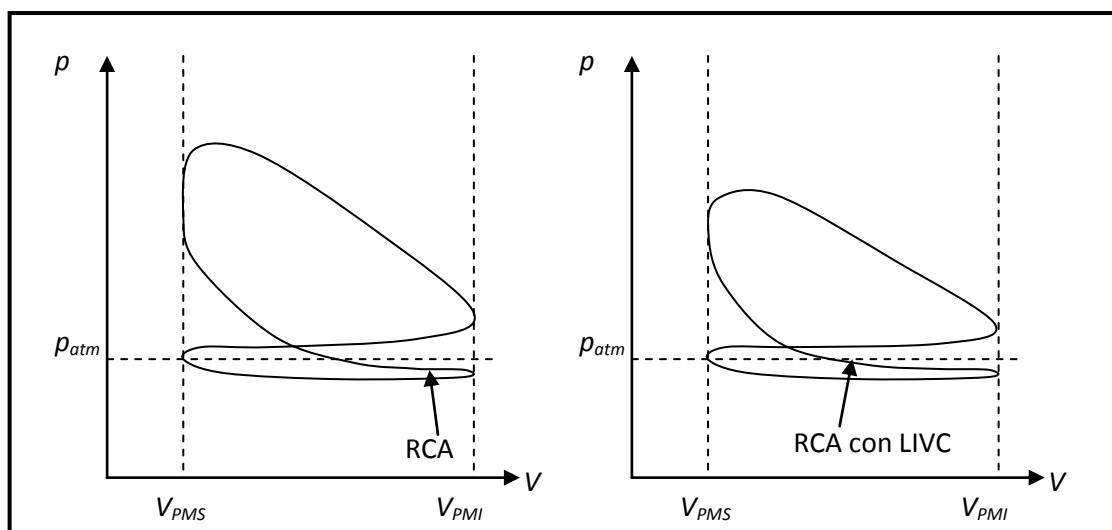


Figura 15. Diagramas p-V típicos, en escala logarítmica, de un ciclo a plena carga (izquierda) y a carga parcial (derecha), controlando la carga con mariposa (Propia).

### 5.2.2. EIVC (Early inlet valve close):

Sus siglas significan avance al cierre de admisión (*RCA*) y consiste en adelantar el momento en el que se cierra la válvula de admisión respecto al ángulo girado por el

cigüeñal. Se ha de puntualizar que si se cierra mucho antes de alcanzar el punto muerto inferior, la presión del fluido en el interior del cilindro disminuirá, por lo que la compresión comenzará desde una presión inferior a la de admisión, disminuyendo la potencia generada por el sistema, ya que la presión máxima alcanzada por el ciclo será menor, al igual que si en la estrategia anterior se retrasa demasiado el cierre, provocando que la compresión real disminuya.

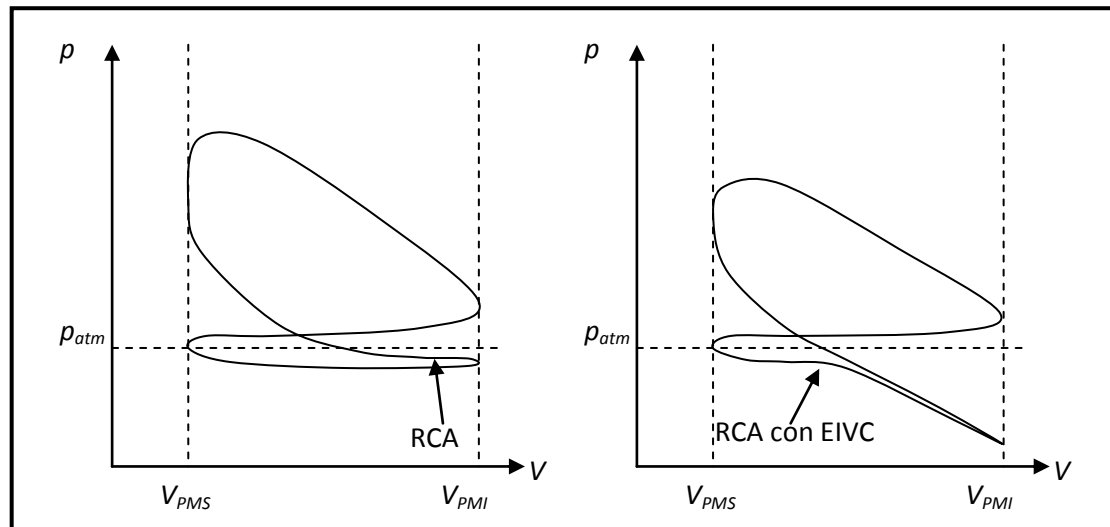


Figura 16. Diagramas p-V típicos, en escala logarítmica, de un ciclo a plena carga (izquierda) y a carga parcial (derecha), controlando la carga con mariposa (Propia).

### 5.3. Control de carga mediante sistema EGR.

El control de carga mediante el sistema *EGR* consiste en la recirculación de una cierta cantidad de gases de escape hacia la admisión. La cantidad recirculada se contrala mediante una válvula (*válvula EGR*) que gobierna el flujo de gases de escape recirculados.

El principal cometido de este sistema es la reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno, ya que los gases de recirculación de escape tienen un calor específico a presión constante superior al del aire, por lo que disminuyen la temperatura de la combustión, disminuyendo así la formación de  $NO_x$ .

Este sistema de regulación de carga consiste en llenar el cilindro de gases recirculados de escape, disminuyendo así el espacio para la entrada de gases carburados (aire más combustible), reduciendo por tanto la carga del cilindro, repercutiendo en el llenado del cilindro y en la composición de los gases del fluido de trabajo.

El control de carga mediante sistema *EGR* está limitado puesto que si se llena el cilindro con aproximadamente más de un 40 % de gases recirculados, el combustible no encuentra el oxígeno y se produce la falla de la combustión. Debido a que el margen de regulación de carga es relativamente pequeño, (más de un 40 % de gases recirculados conduce a la falla de la combustión, por lo que no se consigue reducir la carga a la mitad de la carga total) este sistema se suele emplear para reducir la formación de  $NO_x$  más que para el control de carga.

Otra manera de conseguir *EGR*, es cambiando el cruce de válvulas para mantener más gases residuales en el cilindro. En este caso se denomina *EGR interno*, y se logra con la distribución variable, por ello, este sistema suele utilizarse en combinación con otras estrategias, como por ejemplo *EIVC*.

## 5.4. Control de carga mediante sobrealimentación (*Downsizing*).

El principio de la sobrealimentación es la compresión previa de los gases frescos del colector de admisión, por lo que al entrar ya previamente comprimidos al cilindro, cabe una mayor cantidad de masa en un mismo volumen, por tanto, al tener mayor gasto, la potencia será mayor, y la presión máxima del ciclo también aumentará.

Existen dos métodos para comprimir los gases frescos antes de su entrada al cilindro:

- **Sobrealimentación mecánica:** se basa en la incorporación de un compresor accionado por el trabajo del propio motor en el eje. La desventaja que supone dicho sistema es que el compresor consume entorno al 15% de la potencia total del motor. Por una parte, se aumenta el consumo, ya que aumenta el gasto, y la

potencia, pero por otra, parte de la potencia del motor se pierde en la alimentación del compresor. Aun así, la potencia que gana es mayor que la que me gasto alimentando el compresor, pudiendo llegar a triplicar la potencia del motor con la tecnología actual.

- **Turboalimentación por gases de escape:** aprovecha la entalpía de salida de los gases de escape para accionar una turbina, en cuyo eje de salida se monta un compresor, que será el encargado de realizar la compresión previa que caracteriza los motores turboalimentados. En este caso la potencia ganada es mayor que en el caso anterior ya que no hay que restarle el consumo del compresor.

### **Downsizing:**

Consiste en reducir el volumen de los cilindros, (menor peso y tamaño) y aumentar en la misma proporción la presión media con un sistema de sobrealimentación, manteniendo el trabajo indicado y la potencia indicada entregada por el motor. En cambio las pérdidas mecánicas disminuyen por el simple hecho de la reducción de tamaño del motor, por lo que el rendimiento efectivo aumente y por consiguiente baje el consumo específico del motor.

## **5.5. Control de carga mediante la desactivación de los pistones.**

Los cilindros se desactivan cuando el motor opera a bajo y medio régimen, siempre y cuando no se esté acelerando o se necesite potencia, es decir, se desactivan cuando se alcanza una velocidad estable, o cuando se opera a bajas vueltas.

Esta estrategia permite el ahorro de combustible, y como consecuencia la disminución de las emisiones contaminantes. La desconexión de un cilindro implica el ahorro del combustible que este emplearía si estuviese trabajando, reduciendo en la misma proporción las emisiones contaminantes.

Esta estrategia sólo se lleva a cabo en motores con más de seis cilindros para evitar que el motor se desequilibre.



La base de esta estrategia es que en vez de funcionar todos los cilindros a carga parcial (con alto consumo específico), funcionan la mitad de los mismos, pero a plena carga (bajo consumo específico).

Uno de los mecanismos para desactivar los pistones es el mostrado en la figura que se muestra a continuación (*figura 17*). Se basa en la activación de una u otra leva, a través de un actuador electromecánico. El mecanismo cuenta con dos levas por cilindro. Una de ellas gobierna los tiempos de admisión y escape del cilindro, mientras que la otra, es capaz de desactivar el cilindro debido a su giro en vacío que deja cerradas las válvulas.

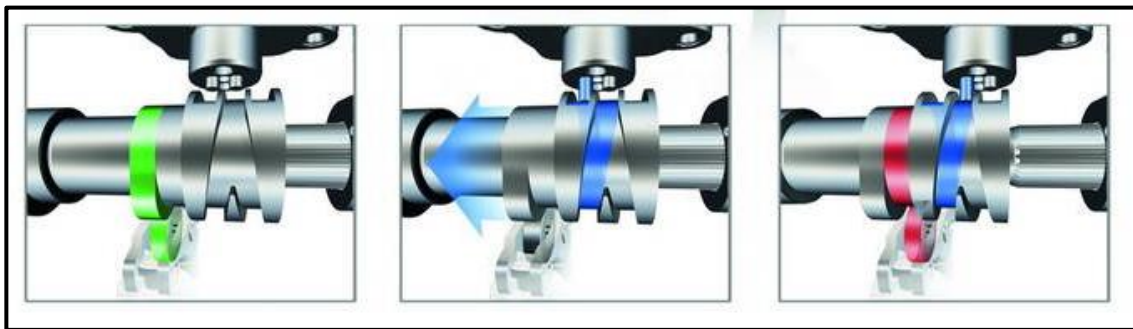


Figura 17. Mecanismo para desactivar pistones (Tecmovia. Tecnología y coches de nueva generación).

## 5.6. Estado del arte de la distribución variable.

Son aquellos que permiten la variación del diagrama de distribución en función de las revoluciones y de la carga del motor. A continuación se explican algunos de los sistemas más comunes que permiten variar el diagrama de distribución del vehículo. Algunos de ellos, también permiten la desactivación de cilindros. Todos ellos son parecidos entre sí.

Se pueden clasificar en tres grandes grupos en función del parámetro que modifiquen, aunque los objetivos principales comunes son la reducción del consumo específico en regímenes bajos, máximo llenado de los cilindros, y por tanto máximo par y potencia en picos o en revoluciones elevadas, y una reducción de las emisiones contaminantes. El propósito para ello es lograr unos tiempos de apertura y cierre, y un levantamiento de

válvula pequeños a bajas vueltas, y un unos tiempos y una alzada mayor, a media que las revoluciones del motor aumentan. A pesar de que en la actualidad, estos sistemas se suelen emplear para maximizar la potencia en todo el rango de giro, el estudio de la modelización del *capítulo 6* se realizará sobre la comparativa de estas estrategias para la variación de la carga. Los más empleados actualmente son:

- **Desplazamiento del árbol de levas respecto al cigüeñal:** consiste en desfasar un cierto ángulo el árbol de levas respecto del cigüeñal. En este caso, se consigue adelantar o retrasar la apertura de las válvulas, sin variar el tiempo que permanece abierta, por lo que el mismo ángulo que se adelante o se atrase la apertura, será el que se adelante o se retrase el cierre respectivamente. Generalmente los motores están provistos de un árbol de levas para las válvulas de admisión, y otro para las de escape, lo que hace posible el adelanto o el retraso en las válvulas de admisión sin implicar el mismo efecto en las de escape, y viceversa.
  - **Convertidores de fase:** normalmente actúan sobre la válvula de admisión, desfasando un cierto ángulo la rueda que arrastra el árbol de levas, del cigüeñal. Estos sistemas están provistos de un variador de fase que es un actuador electrohidráulico, comandado por la electrónica del motor, que mediante la presión hidráulica del aceite permite cambiar la posición angular del árbol de levas. Este mecanismo consta de dos posiciones, una para bajos regímenes de vueltas, donde conviene reducir el cruce de válvulas, y otra para altas revoluciones o donde se necesiten picos de potencia, donde se hace necesario ampliar considerablemente respecto al caso anterior el cruce de válvulas. Este sistema pertenece al tipo de distribución variable escalonada, ya que no permite una regulación constante de la misma.

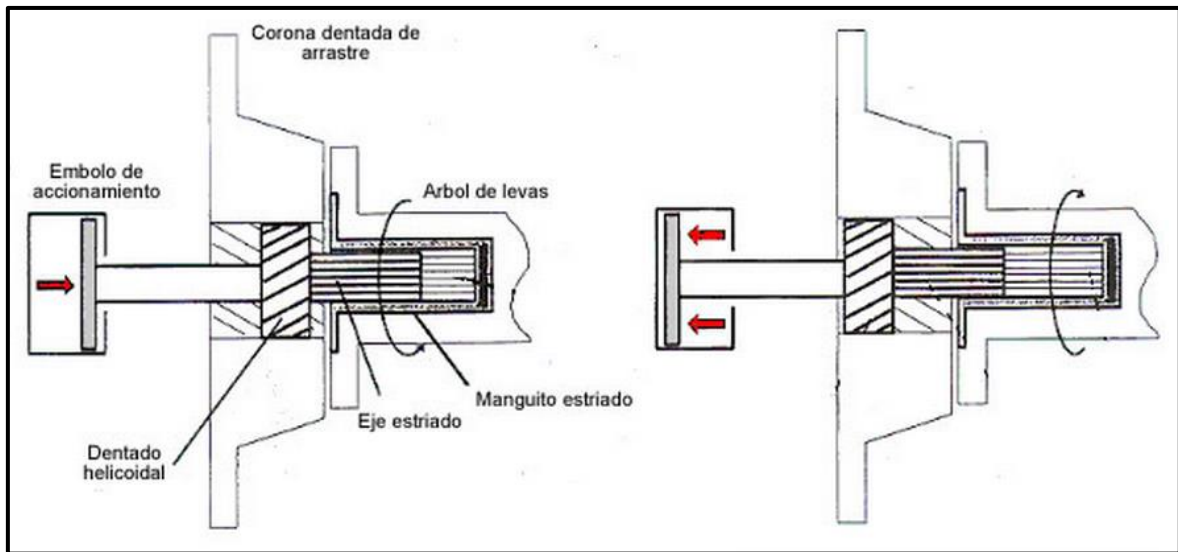


Figura 18. Funcionamiento de un convertidor de fase (Aficionados a la Mecánica).

La presión del aceite acciona el émbolo acoplado al eje estriado en el árbol de levas. Mediante el giro de la rueda helicoidal se desfase el ángulo correspondiente. Un caso particular de este método es el sistema *VANOS* (*separación variable del árbol de levas*) que emplea la marca *BMW*. Posteriormente se incorporó el sistema *Bi-VANOS*, caracterizado por la inclusión de este mecanismo en ambos árboles de levas, tanto en el de admisión como en el de escape, consiguiendo así un mayor cruce de válvulas, y por tanto una mayor potencia específica a altas revoluciones.

- **Sistema VarioCam:** se basa en la tensión de la correa de distribución. Consta de un muelle accionado hidráulicamente y gobernado mediante la electrónica del motor. Cuando el número de revoluciones del motor aumenta, la presión hidráulica del circuito hace actuar el muelle, quien a su vez acciona unos patines que tensan la correa de distribución provocando el desfase entre el cigüeñal y el árbol de levas.

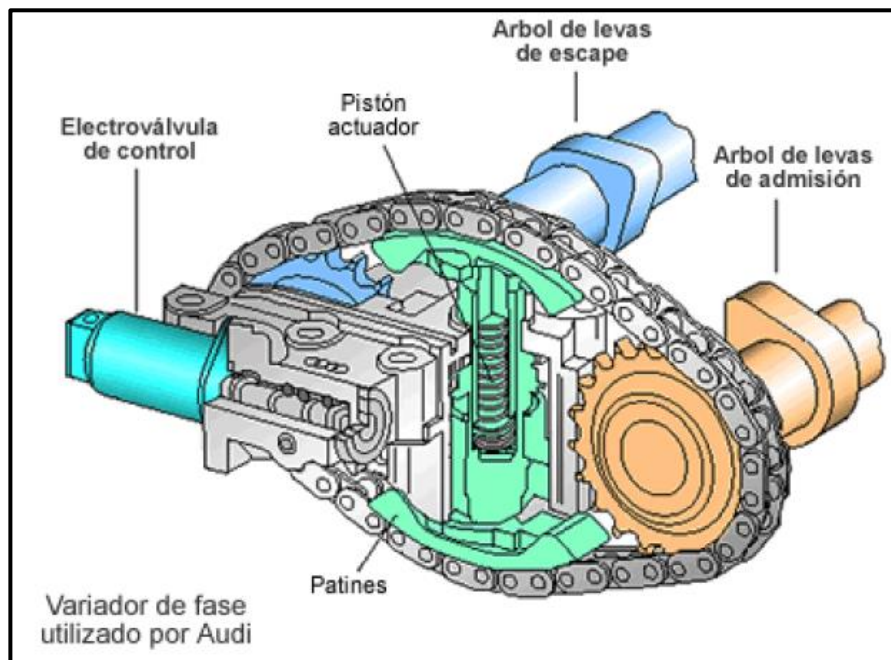


Figura 19. Variador de fase (INSTITUTO, 2007).

A bajas revoluciones, inferiores a 1500 *rpm* los muelles se retraen dejando inactivos los patines. En uno de los ejemplos de Porsche, la válvula de admisión abre 7° después del *PMS*, por lo que no existe cruce de válvulas en este régimen, lo cual beneficia enormemente tanto la reducción de emisiones de gases contaminantes, como la reducción del consumo, ya que un cruce elevado, en regímenes bajos, produce que la mezcla se llene de gases residuales generando así, un dosado rico, puesto que en el mismo volumen aspirado, tengo la misma masa de combustible pero el aire fresco es menor, debido a que ha sido ocupado por los gases de la combustión anterior, por lo tanto se desperdicia combustible, a la vez que se emiten más contaminantes a causa de una combustión incompleta.

En este mismo ejemplo, cuando el motor se encuentra entre 1500 y 5500 *rpm* se adelanta la apertura de la válvula de admisión hasta alcanzar los 8° antes de que el émbolo llegue al *PMS*, sin variar el ángulo de apertura total de la válvula. Se consigue con ello, un llenado eficaz de los cilindros y un aumento de potencia.

Cuando se sobrepasan estas revoluciones, se vuelve al estado inicial, ya que prevalece la inercia de los gases, (al retrasar el cierre de la válvula de admisión tras alcanzar la misma el *PMI*, se consigue que entre más gas debido a la alta inercia de los gases) frente al cruce de válvulas.

- **Sistema VVT (variación del tiempo valvular):** el mecanismo consiste en una paleta fijada al árbol de levas, y que accionada mediante presión hidráulica gira a derechas o a izquierdas, arrastrando consigo el árbol de levas, y desfasándolo hacia delante o hacia atrás el ángulo que mande la electrónica del motor. Una vez llenada la cámara de avance o de retraso, según se quiera cambiar el tiempo del motor, de aceite, se activa un pasador de bloqueo, que como su propio nombre indica, se encarga de bloquear el sistema en esa posición, hasta que el aceite llena ambas cámaras llegando así a la posición de retención que mantendrá la paleta en esa posición hasta que varíe el régimen o la carga del motor. El pasador de bloqueo sirve para evitar el golpeteo de la paleta con el resto de elementos mientras se alcanza la posición de retención.

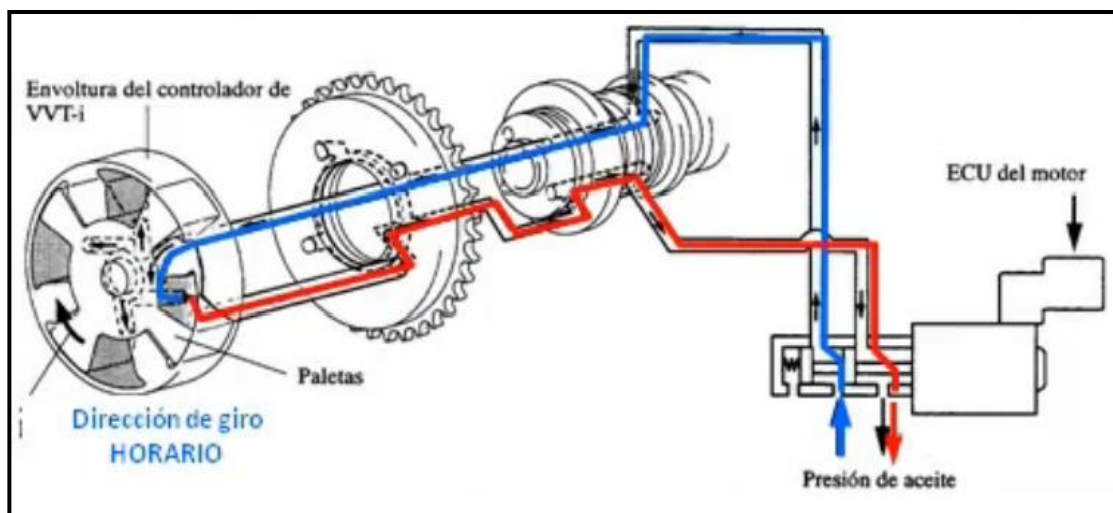


Figura 20. Sistema de variación de tiempo valvular (TUDO SOBRE AUTOMOBILÍSTICA).

- **Alzada de levas variable:** cuidado que no choquen, varia el tiempo para un mismo ángulo.

- **Sistema VTEC (Valve Timing and Lift Electronic Control System):** consta de una leva y un balancín adicional, con perfil diferente a las levas que gobiernan la admisión, o el escape. Este mecanismo se puede instalar bien en el árbol de admisión, o en el de admisión y en el de escape. A bajas revoluciones son las levas externas quienes dirigen la apertura y el cierre de las válvulas. Cuando se sobrepasa un régimen de revoluciones un pasador bloquea los tres balancines, convirtiéndolos en un único conjunto. En este caso, el balancín intermedio deja de girar en vacío, y es quien activa la leva intermedia de perfil que es ahora la que gobierna los tiempos del motor. Las levas exteriores poseen un perfil más suave que la intermedia, que por el contrario, tiene una alzada y unos ángulos de apertura y cierre mayores.

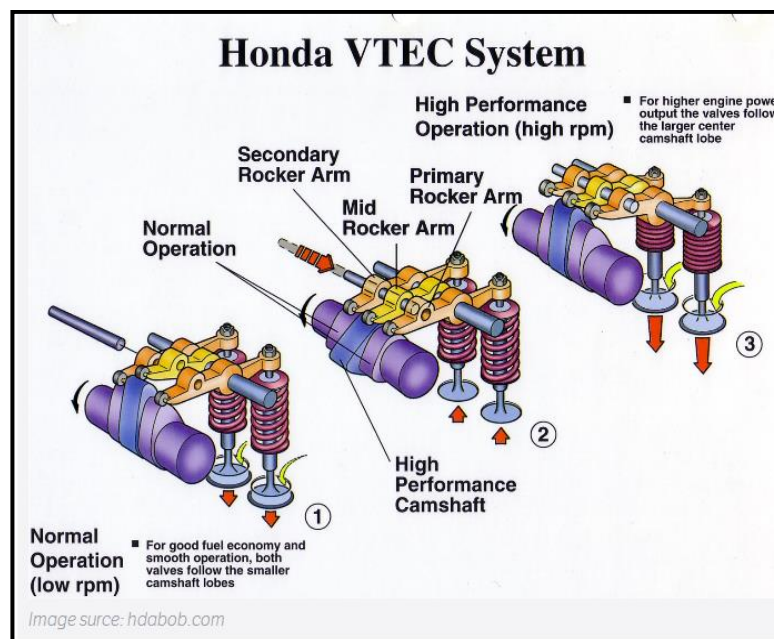


Figura 21. Sistema VTEC (HDABOB.com).

Este sistema permite la desconexión de una de las válvulas. Cuando el motor opera a bajas revoluciones los tres patines giran libremente por lo que son las levas exteriores las que se encuentran en funcionamiento en este caso. Además, una de las levas externas queda desactivada ya que se encuentra apoyada sobre un anillo mecanizado en el árbol de levas que provoca que el

levantamiento sea nulo. En este caso, por tanto el motor opera con tres válvulas por cilindro.

A revoluciones intermedias, entra en funcionamiento el balancín externo que permanencia desactivado en el caso anterior, ya que el pasador lo hace solidario con el otro balancín externo, y a elevadas revoluciones, como se ha indicado más arriba, el bulón hace solidarios los tres balancines, pasando la leva intermedia a ser la leva activa en este caso.

Con este mecanismo se consigue una regulación del tiempo de apertura y cierre,alzada, así como de los momentos en los que se efectuarán la apertura y el cierre de válvulas. Este último, se consigue a través de la variación de los ángulos del perfil de leva, sin necesidad de desfazar el árbol de levas respecto al cigüeñal.

A bajas revoluciones, tanto el levantamiento como los ángulos serán pequeños, logrando una aceleración del fluido y por consiguiente un llenado óptimo de los cilindros, ganando potencia en este régimen. A elevadas revoluciones, se aumentan estos tiempos con el objetivo de nuevo de llenar los cilindros con la máxima eficacia, y alcanzando la máxima potencia.

Al igual que en los casos anteriores, la variación del sistema de distribución permite una mejor adaptación a cada régimen de operación del motor, logrando un ahorro en el consumo específico y en la emisión de gases contaminantes.

- **Sistema VVTI-i (*Variable ValveTiming & Lift-Intelligent*):** se basa en la utilización de una leva para medias y altas revoluciones, y de otra de perfil más suave que la anterior para regímenes bajos. El mecanismo consta de dos levas de perfiles diferentes y de un único balancín. En el interior del balancín se encuentra un tope que, accionado hidráulicamente, conecta la leva o la deja trabajando en vacío (desconectada). Los objetivos que se consiguen son similares al caso anteriormente descrito.

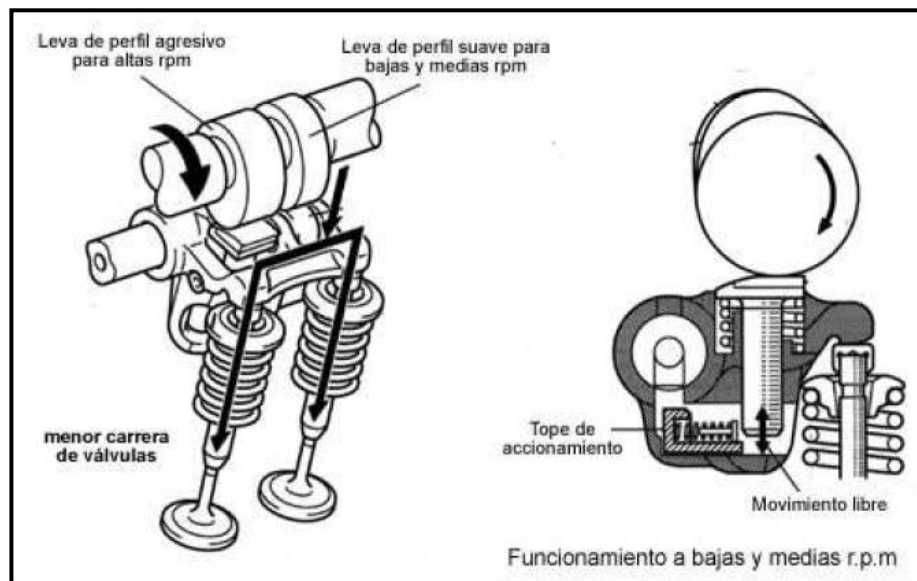


Figura 22. Sistema VVTI-i a bajas y medias vueltas (INSTITUTO, 2007).

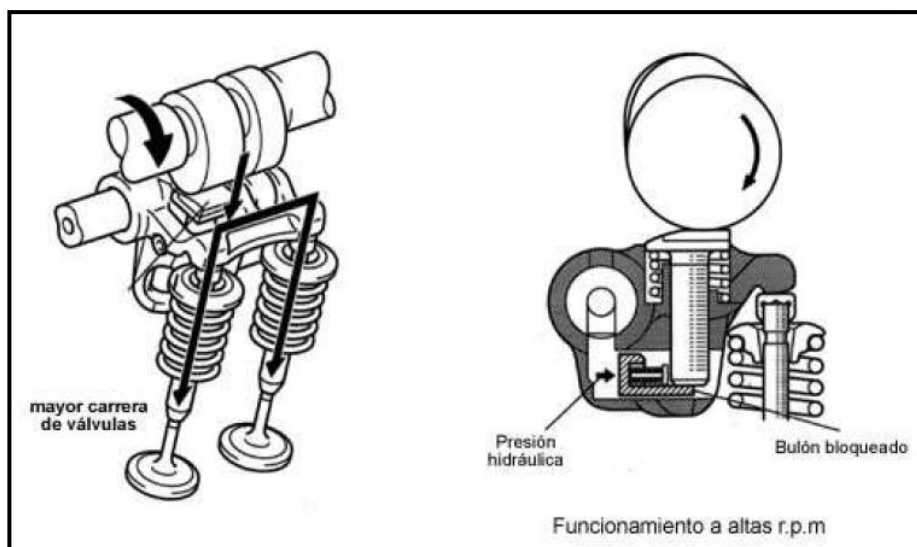


Figura 23. Sistema VVTI-i a altas vueltas (INSTITUTO, 2007).

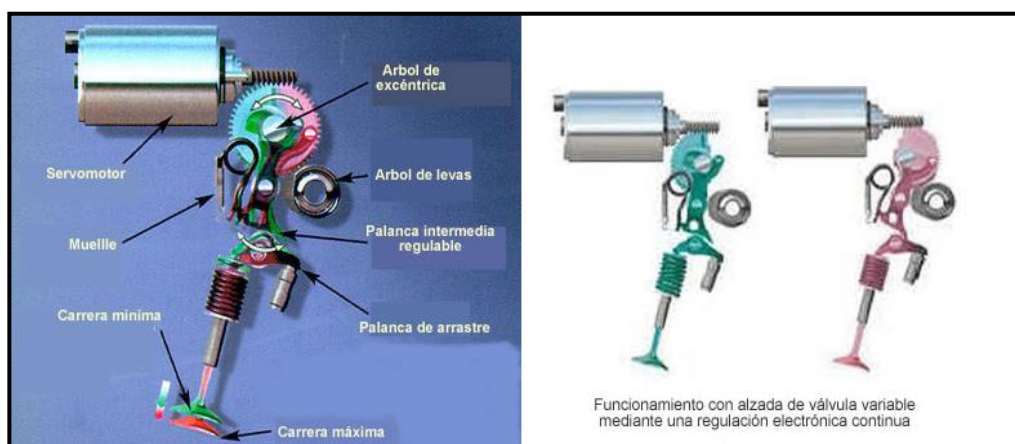
- **Sistemas combinados:**

- **Sistema *Valvetronic*:** es una combinación del sistema *Bi-VANOS* con la continua variabilidad de la alzada de levas, que permite una regulación



variable del gasto de admisión, pudiendo prescindir así de la válvula de mariposa, y evitando la pérdida de carga que la misma produce.

El mecanismo consta de una palanca auxiliar interpuesta entre el balancín y el árbol de levas, por tanto la leva no empuja directamente el balancín, sino la palanca auxiliar, que será quien a su vez actúe sobre el balancín. La regulación de la alzada de produce por medio de la variación de la posición de la palanca auxiliar, quien de manera continua es regulada por una excéntrica accionada por un motor eléctrico como se ve en la *figura 24*.



**Figura 24. Sistema Valvetronic (Aficionados a la Mecánica).**

La ventaja frente a la utilización de la mariposa es que la pérdida de carga a través de las válvulas es significativamente inferior a la pérdida de carga que genera la mariposa en el conducto de admisión. Esta ventaja supone un ahorro en el rendimiento del motor (consumo) de aproximadamente el 10% frente al caso convencional.

Al ser un sistema combinado, incluye los beneficios del sistema *Bi-VANOS* explicadas anteriormente, por lo que en conjunto suponen una mejora importante en el consumo específico del motor, además del aumento de potencia, y la reducción de emisiones contaminantes.

- **Sistema VarioCam Plus:** este sistema combina la regulación del ángulo del árbol de levas con la variabilidad del levantamiento de las válvulas. El

mecanismo regulador de la alzada consta de dos empujadores concéntricos, que pueden actuar de manera independiente, o de manera conjunta. Una electroválvula es la encargada de proporcionar la presión de aceite necesaria para que ambos cuerpos queden bloqueados funcionando como si se tratase de uno sólo. Por su parte, el árbol de levas cuenta con tres levas por válvula a accionar. Las dos que se encuentran en los extremos son iguales, y actúan a la vez moviendo el empujador exterior. La leva que se encuentra interpuesta entre estas dos, posee un perfil diferente y empuja sobre el cuerpo interno que acciona la válvula.

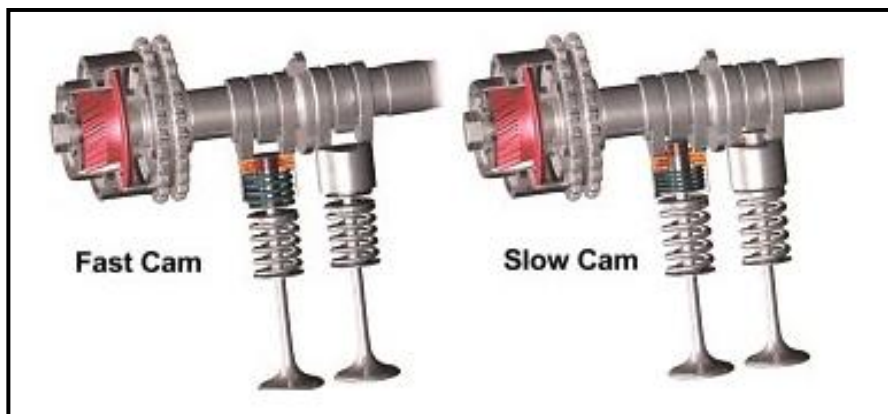


Figura 25. Sistema VarioCam Plus (AutoZine Technical School).

Cuando el motor se encuentra operando a bajos regímenes es la leva intermedia quien actúa únicamente sobre el empujador internos. Las levas exteriores giran en este caso, en vacío. Cuando las revoluciones aumentan el empujador externo se bloquea junto al interno, y son las levas externas quienes efectúan la apertura de las válvulas, empujando sobre el empujador externo que en este caso, permanece unido al interno.

Este mecanismo permite una variante para poder desconectar un cilindro. El mecanismo es el mismo, pero en lugar de dos perfiles de leva, se tiene sólo uno, por tanto las dos posibilidades de funcionamiento que se tienen ahora son, bien que actúe la leva, o bien que se desconecte la misma, no habiendo contacto con los empujadores y por tanto dejando las válvulas cerradas, e inhabilitando por consecuencia dicho cilindro.

Al ser un sistema combinado, también es capaz de variar la fase de las válvulas en función del régimen y de la carga del motor. Esto es posible gracias a los pistones de desplazamiento axial, (turbo) que permiten variar la fase de manera continua.

Los objetivos que se consiguen con este sistema son similares a los anteriores, optimización del consumo y del par y reducción de las emisiones.

# CAPÍTULO 6. MODELO TERMODINÁMICO.

## 6.1. Parámetros de operación.

Los parámetros de operación de un motor son aquellos que definen y caracterizan el motor. Engloban los parámetros geométricos o de diseño y los parámetros cinemáticos.

### 6.1.1. Parámetros geométricos.

Los parámetros de geométricos son aquellos que definen el diseño y las dimensiones de los elementos del motor. A continuación se definen los parámetros geométricos principales del motor:

- **Diámetro o calibre del cilindro**[ $D$ ]: a efectos prácticos se considera igual que el diámetro del pistón, aunque en realidad es bastante superior, del orden de unos dos o tres milímetros. Esta hipótesis se considera válida ya que el émbolo se ajusta al cilindro con una tolerancia muy estrecha por medio de los segmentos.
- **Punto muerto superior**[ $PMS$ ]: indica la posición máxima que alcanza el pistón en su carrera ascendente.
- **Punto muerto inferior**[ $PMI$ ]: indica la posición mínima que alcanza el pistón en su carrera descendente.
- **Carrera del pistón**[ $S$ ]: distancia lineal que recorre el pistón entre el  $PMS$  y el  $PMI$ .

$$S = PMS - PMI \text{ [m]} \quad (\text{Ec. 2})$$

$$S = 2 \cdot l \text{ [m]} \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde  $l$  es la longitud de la manivela.

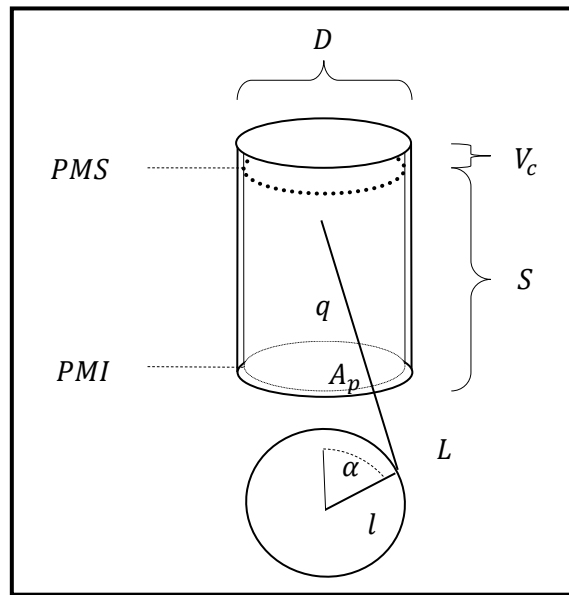


Figura 26. Parámetros geométricos principales (Propia).

- **Relación carrera-diámetro** $[S/D]$ : cociente entre la carrera del pistón y el diámetro del cilindro.
- **Número de cilindros** $[i]$ : número de cilindros que tiene el motor.
- **Sección del pistón** $[A_p]$ : hace referencia a la sección del émbolo.

$$A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [m^2] \quad (\text{Ec. 4})$$

- **Volumen de la cámara de combustión** $[V_c]$ : es el volumen que queda en el cilindro cuando el pistón alcanza el *PMS*, es decir, es el volumen máximo del cilindro menos el volumen desplazado por el pistón.
- **Cilindrada unitaria** $[q]$ : volumen desplazado por el pistón en un único cilindro, es decir, el volumen comprendido entre el *PMS* y el *PMI*.

$$q = A_p \cdot S [m^3] \quad (\text{Ec. 5})$$

$$q = V_{PMS} - V_{PMI} [m^3] \quad (\text{Ec. 6})$$

- **Cilindrada total [ $q_T$ ]:** es la cilindrada unitaria multiplicada por el número de cilindros del motor.

$$q_T = i \cdot q [m^3] \quad (\text{Ec. 7})$$

- **Relación de compresión volumétrica [ $r$ ]:** es el cociente entre el volumen máximo (el pistón se encuentra en el *PMI*) y el volumen mínimo (el pistón se encuentra en el *PMS*).

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{q + V_c}{V_c} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (\text{Ec. 8})$$

- **Relación de compresión volumétrica efectiva [ $r_c$ ]:** es el cociente entre el volumen en el retardo al cierre de la admisión  $V_{RCA}$ , (ya que la válvula en realidad no se cierra en el *PMI*) es decir, cuando se cierra la válvula de admisión, entre el volumen mínimo.

$$r_c = \frac{V_{RCA} + V_c}{V_c} = \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} = 1 + a(r - 1) \quad (\text{Ec. 9})$$

Donde  $a$  es el coeficiente de llenado.

- **Coeficiente de llenado [ $a$ ]:** al igual que el rendimiento volumétrico es un parámetro que relaciona el gasto que realmente entra al cilindro con el gasto total ( $q$ ) que podría entrar.

$$a = \frac{V_{RCA} - V_{PMS}}{V_{PMI} - V_{PMS}} = \frac{\frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} - \frac{V_{PMS}}{V_{PMS}}}{\frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} - \frac{V_{PMS}}{V_{PMS}}} = \frac{r_c - 1}{r - 1} \quad (\text{Ec. 10})$$

### 6.1.2. Parámetros cinemáticos.

- **Régimen de giro del motor [ $n$ ]:** es el número de revoluciones por unidad de tiempo y determina la frecuencia de repetición del ciclo.
- **Grado de carga [ $\alpha$ ]:** haciendo referencia a la potencia, este parámetro relaciona la potencia que da el motor en cada momento con la potencia máxima que es capaz de suministrar.

$$\alpha = \frac{\dot{W}_l}{\dot{W}_{i_{max}}} \quad (\text{Ec. 11})$$

### 6.1.3. Parámetros de funcionamiento.

- **Gasto másico de gas  $[\dot{m}]$ :** es la cantidad de fluido que pasa a través de un conducto por unidad de tiempo.

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (\text{Ec. 12})$$

Donde  $\rho$  es la densidad del fluido  $[g/dm^3]$ ,  $v$  es la velocidad  $[m/s]$  y  $A$  es la sección de paso del fluido  $[m^2]$ .

- **Dosado  $[F]$ :** relación entre la masa de combustible y masa de aire que participa en la combustión.

$$F = \frac{m_{combustible}}{m_{aire}} \quad (\text{Ec. 13})$$

Se define el dosado estequiométrico ( $F_e$ ) como el cociente entre la masa de combustible y la masa de aire estrictamente necesaria para quemar todo el combustible.

El dosado relativo ( $F_r$ ) es la relación entre el dosado absoluto y el dosado estequiométrico.

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad (\text{Ec. 14})$$

Si el cociente resulta menor que la unidad, se dice que el dosado es pobre. Si por el contrario es mayor que uno, se considera dosado rico, y si resulta igual a la unidad, se trata de dosado estequiométrico.

Se define como relación de aire ( $\lambda$ ) a la inversa del dosado relativo. Para cargas inferiores a 0,8 se considera que el dosado es estequiométrico, sin embargo, para cargas superiores a 0,8 el dosado relativo se calcula rigiéndose por un polinomio arbitrario, pero

representativo de la realidad. Dicho polinomio se encuentra detallado en el *Cálculo de las propiedades de la mezcla durante el proceso de admisión*.

$$\lambda = \frac{1}{F_r} \quad (\text{Ec. 15})$$

- **Poder calorífico inferior del combustible  $L_i[\text{J/kg}]$ :** cantidad de calor que genera el combustible por unidad de masa al producirse la combustión.

## 6.2. Parámetros de actuación.

En un motor de cuatro tiempos se realiza un ciclo completo cada dos vueltas, describiendo en el diagrama indicado  $p$ - $V$  dos áreas claramente diferenciadas. El área superior que encierra la curva es el trabajo (positivo) que cede el sistema debido a la expansión de los gases procedentes de la combustión. Por otra parte, se encuentra el área encerrada por la curva inferior del diagrama, que es el trabajo (negativo) que se le debe suministrar al sistema para bombear los gases, completando así el escape y la admisión de los mismos. El trabajo indicado será por tanto el trabajo neto del ciclo, es decir, el trabajo que cede el ciclo menos el trabajo que hay que aportar del exterior para que el ciclo continúe.

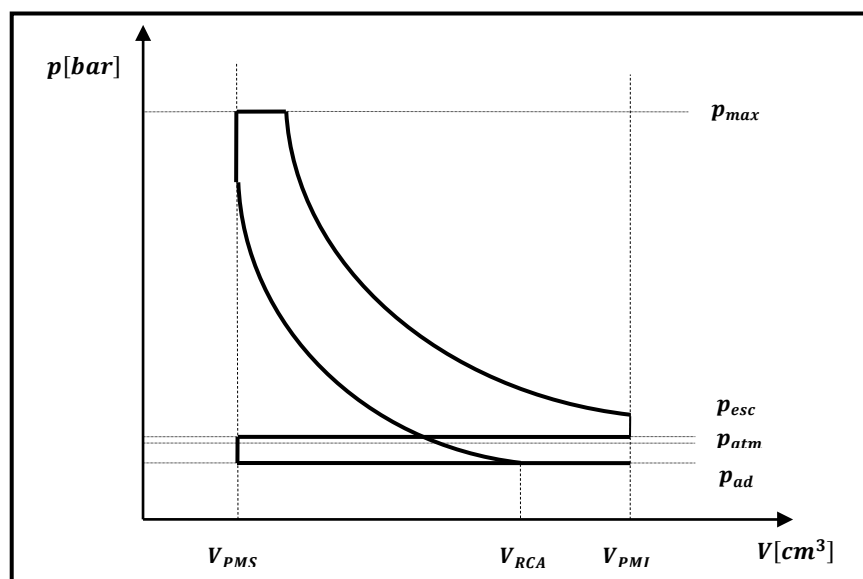


Figura 27. Diagrama  $p$ - $V$  con valores característicos (Propia).



- **Trabajo indicado [ $W_i$ ]:** es la integral del producto de la presión instantánea en cada punto del cilindro por el volumen del cilindro en cada punto durante un ciclo de trabajo completo. El trabajo indicado estará formado por una parte positiva, es decir, el ciclo aporta trabajo al exterior y una negativa o de bombeo, es decir, el ciclo recibe trabajo del exterior. El balance de ambos debe ser positivo.

$$W_i = \int_1^1 p \cdot dV [J] \quad (\text{Ec. 16})$$

- **Potencia indicada [ $\dot{W}_i$ ]:** corresponde con el trabajo indicado por unidad de tiempo.

$$\dot{W}_i = \frac{W_i}{t_{\text{ciclo}}} [W] \quad (\text{Ec. 17})$$

Donde:

$$t_{\text{ciclo}} = 2 \left[ \frac{\text{vueltas}}{\text{ciclo}} \right] \cdot T [\text{tiempo que tarda en dar una vuelta}] \quad (\text{Ec. 18})$$

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{n [\text{rpm}]} \cdot \frac{1}{\frac{2 \cdot \pi [\text{rad}]}{60 [\text{s}]}} = \frac{60}{n} [s] \quad (\text{Ec. 19})$$

- **Presión media indicada ( $p_{mi}$ ):** presión constante que durante una carrera produciría un trabajo igual al indicado.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{q} [Pa] \quad (\text{Ec. 20})$$

- **Rendimiento indicado [ $\eta_i$ ]:** es la relación entre el trabajo mecánico que se obtiene del motor y la cantidad de calor producida en la combustión (calor suministrado al sistema).

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{combustión}}} \quad (\text{Ec. 21})$$

Donde:

$$Q_{\text{combustión}} = m_{\text{combustible}} \cdot L_i \cdot \eta_{\text{combustión}} [J] \quad (\text{Ec. 22})$$

El rendimiento de la combustión ( $\eta_{combustión}$ ) se calculará como un parámetro del rendimiento de la combustión ( $R$ ) multiplicado por el coeficiente de pérdidas de calor.

$$\eta_{combustión} = R \cdot J_c \quad (\text{Ec. 23})$$

Donde el coeficiente de pérdidas se estima experimentalmente en:

$$J_c = 0,9$$

El parámetro del rendimiento de la combustión ( $R$ ) toma el valor de 0,94 para grados de carga inferiores a 0,8. Cuando el grado de carga se encuentra comprendido entre 0,8 y 1,  $R$  toma el valor de la inversa del dosado ( $\lambda$ ) multiplicado por 0,94.

En el *apartado 6.4.4* se explicará la procedencia del rendimiento de la combustión.

- **Rendimiento mecánico [ $\eta_m$ ]:** son las pérdidas mecánicas que se originan desde el cilindro hasta el eje del motor debido, al rozamiento, a la lubricación, etc.

Para su cálculo se emplea la siguiente fórmula experimental donde  $x$  e  $y$  se consideran variables del rendimiento mecánico.

$$x = 16.3761 + 2.28629 \cdot (0,001 \cdot n) + 0,297053 \cdot 3 \cdot (0,001 \cdot n)^2 \quad (\text{Ec. 24})$$

$$y = 0,01 \cdot (5,44659 - 0,02495 \cdot (0,001 \cdot n) - 0,174376 \cdot 2 \cdot (0,001 \cdot n)^2) \quad (\text{Ec. 25})$$

$$\eta_m = \left( 1 - \frac{0,07 \cdot x}{\frac{pmi}{100000}} \right) / (1 - y) \quad (\text{Ec. 26})$$

- **Trabajo efectivo [ $W_e$ ]:** es el trabajo resultante como consecuencia de las pérdidas mecánicas existentes hasta la salida al eje del motor.

$$W_e = W_i \cdot \eta_m [J] \quad (\text{Ec. 27})$$

Donde el rendimiento mecánico,  $\eta_m$  contabiliza dichas pérdidas.

- **Potencia efectiva**  $[\dot{W}_e]$ : es el trabajo por unidad de tiempo en el eje del motor.

$$\dot{W}_e = \frac{W_e}{t_{ciclo}} [W] \quad (\text{Ec. 28})$$

Donde:

$$t_{ciclo} = 2 \left[ \frac{\text{vueltas}}{\text{ciclo}} \right] \cdot T \text{ [tiempo que tarda en dar una vuelta]} \quad (\text{Ec. 29})$$

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{n [rpm]} \cdot \frac{1}{\frac{2 \cdot \pi}{60} \left[ \frac{rad}{s} \right]} = \frac{60}{n} [s] \quad (\text{Ec. 30})$$

- **Presión media efectiva (*pme*)**: presión constante que durante una carrera producirá un trabajo igual al efectivo.

$$pme = \frac{W_e}{q} [Pa] \quad (\text{Ec. 31})$$

### 6.3. Curvas características.

Con el fin de interpretar los datos de salida del motor en todo su rango de operación y la posible comparación con otros motores, se representan las curvas características.

Las curvas características de un motor, como su propio nombre indica, caracterizan el comportamiento del motor y no son más que la representación de uno o más parámetros en función de las variables del motor, lo que permite visualizar las prestaciones del mismo y el comportamiento de los parámetros más significativos en todo el rango de operación.

Con el fin de la posible comparación de las prestaciones de motores de todo el mundo, las curvas características se encuentran normalizadas.

Para el estudio de las diferentes estrategias de carga parcial de un motor alternativo de encendido provocado se emplearán, entre otras, las siguientes curvas.

- **Curvas a plena carga:** representación de la presión media efectiva, del consumo específico y de la potencia efectiva del motor en función del régimen de vueltas en el que opere. Estas curvas permiten observar en qué régimen se tiene la potencia máxima y la variación de consumo en función de las revoluciones.
- **Curvas a carga parcial:** representación de la presión media efectiva para diferentes cargas, en función del régimen de vueltas. Esta gráfica dará como resultado isolíneas de consumo específico que determinarán dónde se encuentra el óptimo del motor.

Con la comparación de estas curvas para cada una de las estrategias de control de carga parcial empleadas, se podrá determinar cuál de ellas resulta más adecuada en función de las condiciones de operación del motor.

En el *capítulo 7* se detallarán cada una de ellas con sus correspondientes resultados y comparativas entre sí.

## 6.4. Modelo termodinámico.

Para comparar el efecto resultante de aplicar las diferentes estrategias de carga parcial explicadas en el *capítulo 5*, se realizará una modelización del ciclo termodinámico del motor y se simulará mediante el programa de cálculo *Matlab*, para poder visualizar los resultados.

En primer lugar se va a exponer la descomposición de los procesos del modelo termodinámico y los datos de partida del mismo.

### 6.4.1. Procesos del ciclo termodinámico.

El ciclo termodinámico a modelizar será el correspondiente a la *figura 28* que se muestra a continuación:

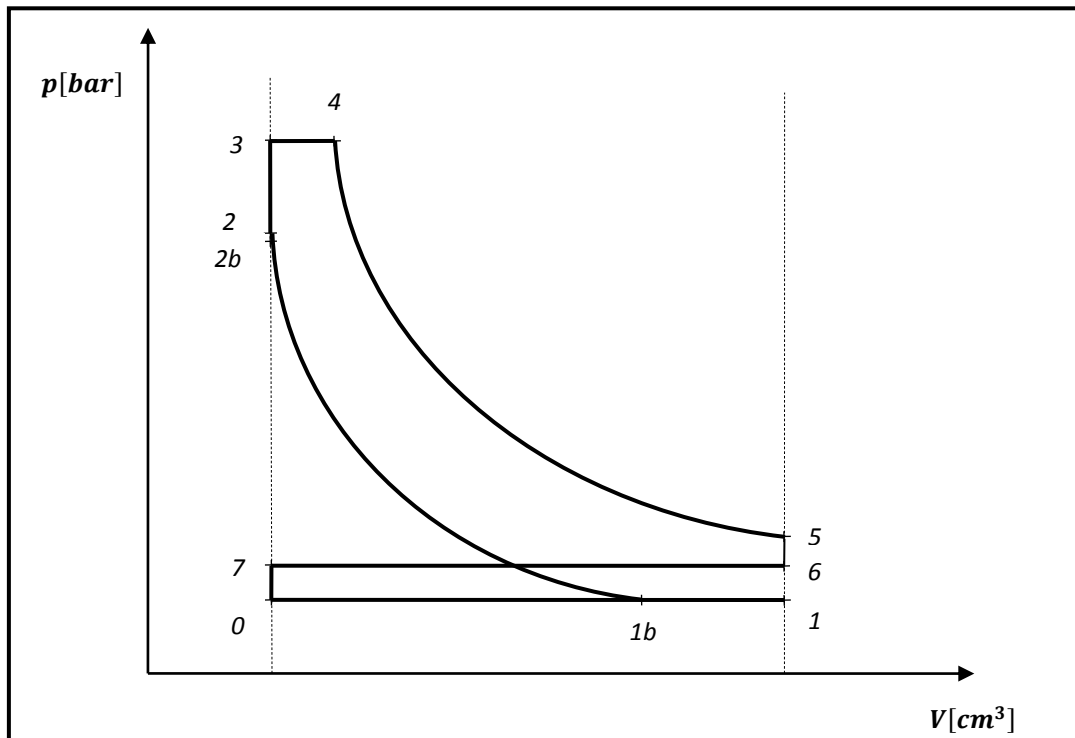


Figura 28. Representación de los puntos característicos del modelo termodinámico en un diagrama p-V (Propia).

Para realizar el cálculo del modelo se ha descompuesto el ciclo en diez puntos representativos. En la siguiente tabla se muestra brevemente en qué consiste cada uno de los procesos en los que se ha dividido el ciclo. En el apartado 6.4.4 se explicarán uno a uno más detalladamente.

Proceso	Punto
Compresión isentrópica	1b-2
Cambio de composición de la mezcla	2-2b
Combustión a volumen constante	2b-3
Combustión a presión constante	3-4
Expansión isentrópica	4-5
Escape de los gases a volumen constante	5-6
Escape de los gases a presión constante	6-7
Admisión	7-1b

Tabla 1. Procesos característicos del modelo termodinámico.

Los puntos 0 y 1 de la figura 28 representan una complejidad de cálculo elevada y puesto que no son necesarios para el objetivo del proyecto, se prescinde de su cálculo.

### 6.4.2. Datos de partida.

Los valores de los datos de partida se imponen basándose en la experimentación:

Parámetro	Nomenclatura	Valor	Unidades
Cilindrada unitaria	$q$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$[m^3]$
Número de cilindros	$i$	4	$[Adimensional]$
Relación de compresión	$r$	11	$[Adimensional]$
Pérdida de carga en conductos	$\delta$	0,9	$[Adimensional]$
Temperatura atmosférica	$T_{atm}$	298	$[K]$
Temperatura de los gases de admisión	$T_{ad}$	$373 - (n/100)$	$[K]$
Presión máxima del ciclo	$p_{max}$	$70 \cdot 10^5$	$[Pa]$
Presión de escape	$p_{esc}$	$1,05 \cdot 10^5$	$[Pa]$
Poder calorífico inferior (gasolina)	$L_i$	$44,6 \cdot 10^6$	$[J/kg]$
Cociente de calores específicos de los gases de productos.	$\gamma_{productos}$	1,27	$[Adimensional]$
Cociente de calores específicos de los gases frescos.	$\gamma_{gases\ frescos}$	1,4	$[Adimensional]$
Número de átomos del carbono	$c$	8	$[Adimensional]$
Número de átomos del hidrógeno	$h$	$1,8 \cdot c$	$[Adimensional]$
Constante universal de los gases ideales	$R$	8,314	$[J/molK]$

Tabla 2. Datos de partida.

A partir de estos datos se obtienen los siguientes valores:

- Cilindrada total  $[q_T]$ :

$$q_T = q \cdot i = 2 \cdot 10^{-3} [m^3] \quad (\text{Ec. 32})$$

Todos los cálculos realizados a partir de este momento se harán respecto a la cilindrada unitaria del motor y posteriormente se multiplicarán los resultados por el número de cilindros activos en cada momento.

- Volumen en el punto muerto superior [ $V_{PMS}$ ]:

$$V_{PMS} = \frac{q}{r - 1} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{11 - 1} [m^3] \quad (\text{Ec. 33})$$

- Volumen en el punto muerto inferior [ $V_{PMI}$ ]:

$$V_{PMI} = r \cdot V_{PMS} = 11 \cdot V_{PMS} [m^3] \quad (\text{Ec. 34})$$

### 6.4.3. Propiedades del fluido de trabajo.

Para caracterizar el ciclo termodinámico de la *figura 28* es necesario primeramente identificar el/los fluidos de trabajo y sus propiedades en cada uno de los puntos del ciclo.

Los tipos de gases que constituyen el fluido de trabajo y que evolucionarán a lo largo del ciclo se describen a continuación:

- **Aire:** mezcla gaseosa compuesta principalmente por nitrógeno y oxígeno, que proviene del exterior y entra al motor a través del colector de admisión.
- **Gasolina:** mezcla de hidrocarburos que se emplea como combustible principal del proceso de combustión.
- **Productos del proceso de combustión:** son los productos que quedan tras el proceso de combustión en el cilindro. Engloban los gases sitos en el cilindro tras la combustión, los gases residuales procedentes del ciclo anterior (son aquellos que quedan en el volumen de la cámara de combustión puesto que el cilindro sólo llega hasta el *PMS* y el volumen restante de gases de la combustión permanecen en el cilindro) y los gases recirculados (*EGR*), si los hay.

Para describir claramente la composición de los gases y el cambio de sus propiedades a lo largo del ciclo, conviene agruparlos. En este caso, se elige el siguiente esquema a seguir, teniendo en cuenta que el sistema de inyección utilizado para la modelización será de tipo indirecta, como se comentó en el *apartado 3.3.1.*, por lo que el combustible indirecto, y

por lo tanto la terminología de productos antes de la combustión que se referencia en la *figura 29* no tendrá lugar en este trabajo.

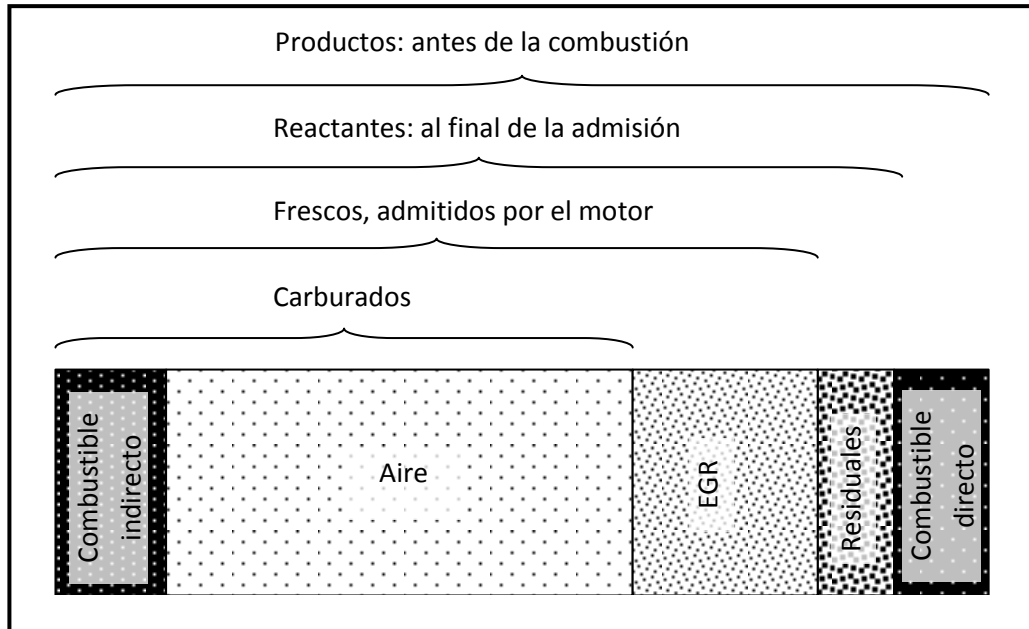


Figura 29. Clasificación de los gases componentes de la mezcla (Lecuona Neumann, Según nomenclatura de Lecuona).

### **Propiedades de la mezcla:**

En el *punto 7* del ciclo comienza la admisión de los gases frescos, es decir, del aire más la gasolina inyectada de forma indirecta. Por tanto desde el *punto 7* hasta el *punto 1b*, donde finaliza el proceso de admisión, hemos de considerar como fluido de trabajo la mezcla de gases compuesta por aire del exterior más gasolina inyectada con sus correspondientes propiedades. Además incluirá los *EGR*, gases de escape recirculados, en el caso que los haya. Por tanto los gases aspirados en el proceso de admisión son los gases carburados más los gases de escape recirculados, que juntos conforman los gases frescos.

Todos ellos podrían ser tratados bajo la hipótesis de gas ideal caloríficamente perfecto ya que la presión de vapor de la gasolina es muy baja y se comporta por tanto, casi como un gas ideal. Sin embargo, en la realidad, no actúan como gases caloríficamente perfectos debido a que el rango de variación de temperaturas a lo largo de un ciclo completo es



muy amplio, pudiendo variar desde los 300K a los 3000K. En este rango no se puede considerar que el calor específico a presión constante ( $c_p$ ) permanezca constante.

Para realizar la simulación lo más próximo a la realidad posible, se define el *punto2b* del diagrama de la *figura 28*, donde se realiza un cambio de propiedades en la mezcla pasando de los reactantes de la admisión a los productos, cuyas propiedades serán las que se empleen en el cálculo del proceso de combustión.

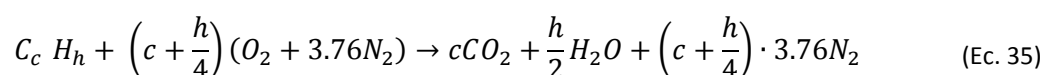
Durante el proceso de compresión se tendrán en cuenta las propiedades de los reactantes de la mezcla de admisión, ya que los componentes de esta mezcla no varían durante dicho proceso, sin embargo, el  $c_p$  durante el proceso de combustión será significativamente mayor que durante la admisión y la compresión, puesto que durante este proceso se eleva mucho la temperatura alcanzando la temperatura máxima del ciclo.

Cuando finaliza la compresión, del *punto1b* al *punto2*, se produce el encendido de la mezcla y la propagación de la llama en el interior del cilindro, lo que conlleva una transformación química del fluido, convirtiendo los reactantes iniciales de la mezcla provenientes del proceso de admisión, en productos que se tendrán durante los procesos de combustión, expansión y escape, cambiando así los componentes y las propiedades de la mezcla (*punto2b*).

A pesar de que en el caso ideal la combustión se produce instantáneamente, esto no ocurre así en la realidad. De hecho, se quiere evitar que se queme todo a la vez, ya que si se produjese la denotación, se dañaría el motor.

Para estudiar el motor se desarrolla un modelo termodinámico, como el de la *figura 28*, donde se establece el *punto2b* para realizar una simplificación de la reacción química progresiva que ocurre durante la combustión. Así, a partir de este punto se toman los valores de las propiedades de los productos, como si todo se quemase a la vez.

A continuación se calcularán las propiedades de la mezcla a lo largo de las etapas de ciclo. Para ello se tiene la siguiente reacción de combustión ajustada:



Se tienen como reactantes los gases frescos, es decir, el combustible inyectado y el aire.

Se formula el combustible como  $C_c H_h$ , donde  $c$  será el número de átomos de carbono, y  $h$  el número de átomos de hidrógeno. Se modela de tal forma para poder cambiar el tipo de combustible, aunque no será objeto de este trabajo.

### **Cálculo de las propiedades de los productos:**

Como resultado de la reacción química de combustión se obtienen los productos, compuestos por dióxido de carbono, agua y nitrógeno.

Conocidas las masas moleculares del carbono (12), del hidrógeno (1), del oxígeno (16) y del nitrógeno (14), se calcula la masa molecular de cada uno de los productos.

$$PM_{CO_2} = 12 + (2 \cdot 16) = 44 \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 36})$$

$$PM_{H_2O} = (2 \cdot 1) + 16 = 18 \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 37})$$

$$PM_{N_2} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 38})$$

A continuación se calculan las fracciones molares o volumétricas de cada uno de los productos.

$$y_{prod_{CO_2}} = \frac{c \cdot PM_{CO_2}}{c \cdot PM_{CO_2} + \frac{h}{2} \cdot PM_{H_2O} + \left(c + \frac{h}{4}\right) \cdot 3,76 \cdot PM_{N_2}} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$y_{prod_{H_2O}} = \frac{\frac{h}{2} \cdot PM_{H_2O}}{c \cdot PM_{CO_2} + \frac{h}{2} \cdot PM_{H_2O} + \left(c + \frac{h}{4}\right) \cdot 3,76 \cdot PM_{N_2}} \quad (\text{Ec. 40})$$

$$y_{prod_{N_2}} = \frac{\left(c + \frac{h}{4}\right) \cdot 3,76 \cdot PM_{N_2}}{c \cdot PM_{CO_2} + \frac{h}{2} \cdot PM_{H_2O} + \left(c + \frac{h}{4}\right) \cdot 3,76 \cdot PM_{N_2}} \quad (\text{Ec. 41})$$

Finalmente el peso molecular de la mezcla será:

$$PM_{prod} = y_{prod_{CO_2}} \cdot PM_{CO_2} + y_{prod_{H_2O}} \cdot PM_{H_2O} + y_{prod_{N_2}} \cdot PM_{N_2} \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 42})$$

Y por tanto las propiedades de los productos:

$$R_{g_{prod}} = \frac{1000 \cdot R}{PM_{prod}} [J/kg \cdot K] \quad (\text{Ec. 43})$$

Donde  $R$  se define como la constante universal de los gases ideales, y toma un valor de  $8,31434 \left[ \frac{J}{mol \cdot K} \right]$ .

$$\gamma_{prod} = 1,27$$

Sabiendo que:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$R_g = c_p - c_v \quad (\text{Ec. 45})$$

Se despeja y se obtiene el calor específico a volumen y a presión constante de la mezcla de productos, respectivamente.

$$c_{v_{prod}} = \frac{R_{g_{prod}}}{\gamma_{prod} - 1} \quad (\text{Ec. 46})$$

$$c_{p_{prod}} = \frac{\gamma_{prod} \cdot R_{g_{prod}}}{\gamma_{prod} - 1} \quad (\text{Ec. 47})$$

### **Cálculo de las propiedades de la mezcla durante el proceso de admisión:**

La mezcla de gases admitidos serán los que según la *figura 29* se han definido como gases frescos, es decir, aire del exterior más combustible más *EGR*, si los hay. La modelización se realiza considerando la existencia de gases recirculados de escape. Para anular su efecto basta anular el valor de la fracción de dichos gases  $y_{EGR_{gases \text{ frescos}}}$ , es decir, en ese caso:

$$y_{EGR_{gases \text{ frescos}}} = 0$$

Como valor inicial se tendrá que  $y_{EGR_{gases\ frescos}} = 0,1$  que se irá variando para obtener diferentes resultados y permitir la comparación de las diferentes estrategias de carga que se estudian en este trabajo.

De nuevo, se calcula la masa molecular de cada uno de los reactivos de la reacción.

$$PM_{C_cH_h} = (c \cdot 12) + (h \cdot 1) = 12c + h \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 48})$$

$$PM_{O_2} = (2 \cdot 16) = 32 \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 49})$$

$$PM_{N_2} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ [g/mol]} \quad (\text{Ec. 50})$$

Se debe definir una fracción de gases recirculados  $y_{EGR_{gases\ frescos}}$ , para tener en cuenta la cantidad de gases que se recirculan.

Al igual que en el caso anterior, se calcularán las fracciones molares o volumétricas de cada uno de los gases frescos admitidos por el motor en función del valor que tome la fracción de gases recirculados.

Como se ha dicho anteriormente los gases admitidos son los denominados gases frescos, por lo tanto:

$$m_{ad} = m_{aire} + m_{combustible} + m_{EGR} \quad (\text{Ec. 51})$$

Se calcula el dosado absoluto de la mezcla en función de la carga, para ello se calcula en primer lugar el dosado estequiométrico de la mezcla:

$$F_e = \frac{m_{combustible}}{m_{aire}} = \frac{PM_{C_cH_h}}{\left(c + \frac{h}{4}\right) \cdot (PM_{O_2} + 3,76 \cdot PM_{N_2})} \quad (\text{Ec. 52})$$

El dosado relativo dependerá del grado de carga en la que se encuentre operando el motor y se estimará según el polinomio experimental mostrado a continuación.

El dosado relativo variará en función de la carga según las siguientes ecuaciones:

$$\begin{cases} F_r = 1 & \text{si } \alpha < 0,8 \\ F_r = 1 \cdot \alpha^2 - 1,55 \cdot \alpha + 1,6 & \text{si } \alpha \geq 0,8 \end{cases} \quad (\text{Ec. 53})$$

Por lo tanto el dosado absoluto en función del grado de carga será:

$$F = F_r \cdot F_e \quad (\text{Ec. 54})$$

Y sabiendo que:

$$y_{EGR_{\text{gases frescos}}} = \frac{m_{EGR}}{m_{ad}} \quad (\text{Ec. 55})$$

Se obtienen las siguientes fracciones volumétricas:

Dividiendo la ecuación 51 entre  $m_{ad}$ :

$$\begin{aligned} 1 &= y_{\text{aire}_{\text{gases frescos}}} + F \cdot y_{\text{aire}_{\text{gases frescos}}} + y_{EGR_{\text{gases frescos}}} \\ 1 &= y_{\text{aire}_{\text{gases frescos}}} \cdot (1 + F) + y_{EGR_{\text{gases frescos}}} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 56})$$

$$y_{\text{aire}_{\text{gases frescos}}} = \frac{1 - y_{EGR_{\text{gases frescos}}}}{1 + F} \quad (\text{Ec. 57})$$

$$y_{\text{combustible}_{\text{gases frescos}}} = F \cdot y_{\text{aire}_{\text{gases frescos}}} \quad (\text{Ec. 58})$$

Finalmente, el peso molecular de la mezcla será:

$$\begin{aligned} PM_{\text{gases frescos}} &= y_{\text{aire}_{\text{gases frescos}}} \cdot PM_{\text{aire}} + \\ & y_{\text{combustible}_{\text{gases frescos}}} \cdot PM_{C_c H_h} + y_{EGR_{\text{gases frescos}}} \cdot PM_{\text{prod}} [g/mol] \end{aligned} \quad (\text{Ec. 59})$$

Por tanto, las propiedades de los reactivos serán:

$$R_{g_{\text{gases frescos}}} = \frac{1000 \cdot R}{PM_{\text{gases frescos}}} [J/kg \cdot K] \quad (\text{Ec. 60})$$

$$\gamma_{\text{gases frescos}} = 1,4 \quad (\text{Ec. 61})$$

El calor específico a volumen y a presión constante de la mezcla de gases frescos, respectivamente será:

$$c_{v_{gases\ frescos}} = \frac{R_{gases\ frescos}}{\gamma_{gases\ frescos} - 1} [J/kg \cdot K] \quad (Ec. 62)$$

$$c_{p_{gases\ frescos}} = \frac{\gamma_{gases\ frescos} \cdot R_{gases\ frescos}}{\gamma_{gases\ frescos} - 1} [J/kg \cdot K] \quad (Ec. 63)$$

### **Cálculo de las propiedades de la mezcla de gases en el proceso de compresión:**

Cuando se finaliza el proceso de admisión, se tienen por una parte los gases frescos procedentes del proceso de admisión y por otra, los gases residuales que hay en el cilindro. La mezcla de gases que hay al comenzar el proceso de compresión y haberse mezclado la carga de gases frescos con los gases residuales del cilindro, es la mezcla formada por los denominados gases reactantes, que serán los que se compriman durante la carrera de ascensión del pistón. Por tanto cuando se dé esta situación, se tendrán las propiedades de los gases denominados reactantes, que serán efectivas para el proceso de compresión.

Se debe estimar una fracción de gases residuales,  $y_{residuales}$  de la que dependerán el resto de fracciones volumétricas. Tanto los gases residuales como los gases de recirculación de escape se tratarán como productos de la combustión.

Calculados anteriormente los pesos moleculares tanto de los gases frescos como de los productos, se recalculan las fracciones volumétricas de la mezcla.

La fracción de gases residuales se estimará a partir de una ecuación que depende de la temperatura en el *punto1b* del ciclo, y que no se conoce.

Para poder calcular la fracción de gases residuales se estima que la temperatura en el *punto1b* será igual a la de admisión, y con ello se tiene:

$$T_{1b} = T_{ad} = 373 - \frac{n}{100} [K] \quad (Ec. 64)$$

Esta estimación se hace posible porque a bajas revoluciones el tiempo de residencias de los gases en la culata y en el conducto de admisión es largo y hace que los gases se

calienten. Por otro lado, a más vueltas, la velocidad de los gases es más elevada, y por consiguiente, el coeficiente de película. Es más importante el tiempo de residencia, puesto que va aproximadamente a la inversa de la las vueltas, mientras que el coeficiente de película va como las vueltas elevadas a tres cuartos.

La primera aproximación de la fracción de gases residuales se estima según figura en el libro *Heywood*, tal y como se indica en la *bibliografía*.

$$y_{res} = \left( 1 + \frac{1400}{T_{1b}} \cdot \left( \left( r_c \cdot \frac{p_{ad}}{p_{esc}} \right) - \left( \frac{p_{ad}}{p_{esc}} \right)^{0,24} \right) \right)^{-1} \quad (\text{Ec. 65})$$

Para calcular ahora sí la temperatura en el *punto 1b* (recogida en el libro *Heywood*) con la que se iterará posteriormente se introduce el valor estimado de  $y_{res}$  calculado en la ecuación anterior en la siguiente expresión:

$$T_{1b} = \frac{1400 \cdot r \cdot y_{res} \cdot p_{ad}}{p_{esc}} \quad (\text{Ec. 66})$$

Una vez obtenido la temperatura con la que poder iterar se calculan las propiedades de los reactantes de la compresión que variarán en función de esta temperatura.

$$m_T = m_{ad} + m_{res} \quad (\text{Ec. 67})$$

$$y_{ad} = 1 - y_{res} \quad (\text{Ec. 68})$$

$$y_{aire_{compresión}} = y_{ad} \cdot y_{aire_{gases frescos}} \quad (\text{Ec. 69})$$

$$y_{combustible_{compresión}} = y_{ad} \cdot y_{combustible_{gases frescos}} \quad (\text{Ec. 70})$$

$$y_{EGR_{compresión}} = y_{ad} \cdot y_{EGR_{gases frescos}} \quad (\text{Ec. 71})$$

El peso molecular de la mezcla en este caso será:

$$PM_{compresión} = y_{aire_{compresión}} \cdot PM_{aire} + y_{combustible_{compresión}} \cdot PM_{C_cH_h} + (y_{EGR_{compresión}} + y_{res}) \cdot PM_{prod} [g/mol] \quad (\text{Ec. 72})$$

Las propiedades de la mezcla durante el proceso de compresión serán:

$$R_{g_{compresión}} = \frac{1000 \cdot R}{PM_{compresión}} [J/kg \cdot K] \quad (\text{Ec. 73})$$

Para calcular  $\gamma_{compresión}$  se realiza el promedio ponderado en peso de los  $\gamma$  de los gases que componen la mezcla que se comprime.

$$\gamma_{compresión} = (\gamma_{ad} \cdot \gamma_{gases\ frescos}) + (\gamma_{res} \cdot \gamma_{prod}) \quad (\text{Ec. 74})$$

El calor específico a volumen y a presión constante de la mezcla, respectivamente, será:

$$c_{v_{compresión}} = \frac{R_{g_{compresión}}}{\gamma_{compresión} - 1} \quad (\text{Ec. 75})$$

$$c_{p_{compresión}} = \frac{\gamma_{compresión} \cdot R_{g_{compresión}}}{\gamma_{compresión} - 1} \quad (\text{Ec. 76})$$

#### 6.4.4. Cálculo de los puntos de un ciclo en un motor de encendido provocado (MEP).

- **Proceso de compresión (desde *Ib* hasta 2):** una vez finalizada la admisión, debido a la disminución del volumen del cilindro (puesto que el émbolo se desplaza desde el *PMI* al *PMS*) se comprime la mezcla (fluido) formada por aire que proviene del exterior, combustible inyectado, *EGR* (gases recirculados) si los hay y gases residuales provenientes del ciclo anterior. Todos ellos conforman los reactantes, que son los gases que se encuentran en el cilindro al finalizar el proceso de admisión.

#### Hipótesis:

No hay intercambio de masa, es decir, la cantidad de masa permanece constante durante el proceso de compresión, ni entra, ni sale materia. En condiciones normales de funcionamiento, las fugas de fluido a través del cilindro se consideran despreciables debido a la moderada presión existente en el cilindro y al sellado de los segmentos.



**Adiabático:** las diferencias de temperatura y velocidad relativa entre el fluido y la pared del cilindro no son muy elevadas. Ya que en este proceso no se aporta calor del exterior, y además el tiempo de ejecución del proceso es bajo, se considera que no hay transferencia de calor, sin embargo un estudio de *Paity y Desantes, 2011*, dice que el coeficiente de pérdidas aplicable a este proceso se estima en:

$$J_c \propto 1 - \frac{T_{gas} - T_{refrigerante}}{(\rho_{gas} \cdot u^*)^{0,25}} \sim 0.9 \quad (\text{Ec. 77})$$

Donde  $J_c$  es el coeficiente de pérdidas de calor y  $u^* = k \cdot u$ , dependiendo  $k$  del nivel de turbulencia medio generado en la cámara de combustión.

**Isoentrópico:** la combustión residual compensa las pérdidas de calor y la evolución del proceso se puede considerar isoentrópica, sin embargo para limitar la temperatura máxima del motor es necesario tener en cuenta estas pérdidas de calor en forma de rendimiento de la combustión, que se halló en el *apartado 6.2*.

A pesar de que su poner que el fluido que evoluciona tiene las mismas propiedades que el aire, considerando las hipótesis anteriormente mencionadas no se aleja demasiado de la realidad, se van a tener en cuenta la composición del fluido y su cambio de propiedades en función de la temperatura del ciclo.

A la hora de plantear las ecuaciones se va a suponer que se está empleando la estrategia de recirculación de gases de escape para ser más genéricos.

Para el cálculo del modelo será necesario iterar, por lo que partimos de las siguientes condiciones en el *punto 1b*:

El volumen al inicio del proceso de compresión será el correspondiente con el volumen que haya en el cilindro una vez se cierre la válvula de admisión, en este caso:

$$V_{1b} = V_{RCA} \quad (\text{Ec. 78})$$

La temperatura en este mismo punto no la conocemos, y se calculará mediante iteración de los parámetros ciclo.

Por otra parte, se debe conocer también la presión que tenemos al comienzo de la compresión. Esta presión será igual a la del exterior, ya que admitimos aire del exterior a presión atmosférica, pero habrá que multiplicarla por un factor de pérdida de carga ( $\delta$ ) que se estimará en un valor de 0,9, siempre inferior a la unidad, y que tendrá en cuenta la pérdida de carga que sufre el fluido en el conducto de admisión. Por tanto, se define la presión al comienzo de la compresión como:

$$p_{1b} = \delta \cdot p_{\text{admisión}} \quad (\text{Ec. 79})$$

Siendo  $p_{\text{admisión}}$  variable para modificar el grado de carga en los motores en los que la carga se controla mediante una válvula de mariposa.

Conocidos los valores característicos al finalizar la admisión, se procede a calcular los mismos al finalizar el proceso de compresión.

El volumen en el *punto 2* será igual al volumen en el punto muerto superior.

$$V_2 = V_{PMS} \quad (\text{Ec. 80})$$

De las ecuaciones de los gases ideales descritas en el *anexo I*:

$$\frac{T_2}{T_{1b}} = \left( \frac{V_2}{V_{1b}} \right)^{1-\gamma} \quad (\text{Ec. 81})$$

$$\frac{T_2}{T_{1b}} = \left( \frac{p_2}{p_{1b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{Ec. 82})$$

Sabiendo que:

$$\frac{V_2}{V_{1b}} = \frac{V_{PMS}}{V_{RCA}} = \frac{1}{r_c} \quad (\text{Ec. 83})$$

Se sustituye en la *ecuación 81*, y se obtiene la temperatura en el *punto 2*:

$$T_2 = T_{1b} \cdot \left( \frac{1}{r_c} \right)^{1-\gamma_c} \quad (\text{Ec. 84})$$

$$T_2 = T_{1b} \cdot r_c^{\gamma_c-1} \quad (\text{Ec. 85})$$

Remplazando el valor de  $T_2/T_{1b}$  en la ecuación 82, se calcula el valor de la presión al finalizar la compresión:

$$r_c^{\gamma_c-1} = \left(\frac{p_2}{p_{1b}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}; (\gamma_c - 1) \cdot \ln(r_c) = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_{1b}}\right)$$

$$\frac{(\gamma_c-1)}{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_{1b}}\right)}{\ln(r_c)}; \gamma_c = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_{1b}}\right)}{\ln(r_c)}; \gamma_c \cdot \ln(r_c) = \ln\left(\frac{p_2}{p_{1b}}\right); r_c^{\gamma_c} = \frac{p_2}{p_{1b}} \quad (\text{Ec. 86})$$

$$p_2 = p_{1b} \cdot r_c^{\gamma_c} \quad (\text{Ec. 87})$$

El calor y el trabajo cedido por el ciclo serán:

$$Q_{\text{compresión}} = 0 \quad (\text{Ec. 88})$$

$$W_{\text{compresión}} = -m_T \cdot c_{v_{\text{prod}}} \cdot (T_2 - T_{1b}) [J] \quad (\text{Ec. 89})$$

- **Cambio de composición y de las propiedades de la mezcla (desde el punto2 hasta el punto2b):** en el momento en el que se enciende la chispa comienza el proceso de combustión. Para tener en cuenta el cambio de composición de la mezcla, suponemos que este cambio es instantáneo. En realidad, no lo es, ya que además, se quiere que la combustión sea controlada, evitando la denotación y los posibles daños al motor. Se describe el *punto2b* como un punto ficticio donde se produce el cambio de composición y de las propiedades de la mezcla que se emplearán para calcular los parámetros característicos durante el proceso de combustión. Puesto que la temperatura cuando comienza la combustión sube significativamente, y todo el proceso de combustión se desarrolla a una temperatura elevada respecto al proceso de compresión, es asequible hacer dicha aproximación.

Aplicando la ecuación fundamental de los gases ideales al *punto 2* y al *punto 2b* del ciclo, y considerando que el volumen permanece constante, se halla la primera de las ecuaciones.

$$V_{2b} = V_2 = V_{PMS} \quad (\text{Ec. 90})$$

$$P_2 \cdot V_2 = Rg_{compresión} \cdot m_T \cdot T_2 \quad (\text{Ec. 91})$$

$$P_{2b} \cdot V_{2b} = Rg_{prod} \cdot m_T \cdot T_{2b} \quad (\text{Ec. 92})$$

$$\frac{T_{2b}}{T_2} = \frac{P_{2b}}{P_2} \cdot \frac{Rg_{compresión}}{Rg_{prod}} \quad (\text{Ec. 93})$$

Mediante un balance de energía se consigue la segunda ecuación del sistema:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + gz_s \right) \quad (\text{Ec. 94})$$

Se sabe que el trabajo desarrollado y el calor intercambiado es nulo. Además la energía potencial se considera despreciable, puesto que no existe una diferencia de alturas apreciable. La diferencia de energía cinética también es nula.

Igualando la energía potencial a 0, y sustituyendo la energía interna por el calor específico a volumen constante multiplicado por la temperatura, se tiene:

$$\Delta E = \Delta U = 0 \rightarrow m_T \cdot C_{v_{prod}} \cdot T_{2b} - m_T \cdot C_{v_{compresión}} \cdot T_2 = 0 \quad (\text{Ec. 95})$$

$$\frac{T_{2b}}{T_2} = \frac{C_{v_{compresión}}}{C_{v_{prod}}} \quad (\text{Ec. 96})$$

De la *ecuación 96* se calcula la temperatura en el *punto 2b*, y sustituyendo en la *ecuación 93*, se calcula la presión en el mismo punto.

$$T_{2b} = T_2 \cdot \frac{C_{v_{compresión}}}{C_{v_{prod}}} \quad (\text{Ec. 97})$$

$$P_{2b} = P_2 \cdot \frac{C_{v_{compresión}}}{C_{v_{prod}}} \cdot \frac{Rg_{prod}}{Rg_{compresión}} \quad (\text{Ec. 98})$$

Se sabe que en el este punto ni se intercambia calor, ni trabajo, por lo que  $Q_{cambio\ de\ composición} = 0$  y  $W_{cambio\ de\ composición} = 0$ .

- **Proceso de combustión (desde el punto 2b, hasta el punto 4):** cuando la bujía suelta la chispa, se inflama la mezcla y se inicia así la combustión, formándose una llama que avanza hasta llegar a las paredes. Durante el proceso de combustión se transforman los reactantes en productos, suponiendo un cambio de composición en el fluido, y por tanto cambiado las propiedades de la mezcla que se encuentra en la cámara de combustión. En esta modelización, se realiza el cambio de composición y de propiedades de la mezcla justo al finalizar la compresión y en el inicio de la combustión (se corresponde con el proceso descrito inmediatamente anterior). El proceso de combustión es el proceso de menor duración del ciclo, pero el más difícil de idealizar, y el que probablemente más relevancia tiene en la evolución del ciclo.

En este trabajo se idealiza la combustión como una secuencia de una combustión a volumen constante (instantánea) hasta una presión máxima determinada, seguida de una combustión a presión constante hasta consumir todo el combustible de la mezcla, definiendo así un ciclo dual limitado en presión.

Además se realiza el cambio de composición del fluido antes de la combustión, en el proceso denominado *cambio de composición*, que va desde el *punto 2* hasta el *punto 2b* representado en la *figura 28*. Para la modelización se tendrán en cuenta las pérdidas de calor incluyendo en los cálculos para tal fin, un parámetro denominado rendimiento de la combustión, como se explicó en el proceso de compresión, (en este mismo apartado).

### **Hipótesis:**

La masa permanece constante: las fugas de fluido a través del cilindro se consideran despreciables debido al poco tiempo que transcurre durante el proceso.

Se trata de un ciclo dual limitado en presión por lo que el proceso de combustión se divide en tres fases. En primer lugar, se efectúa el cambio de composición que conlleva un cambio en las propiedades de la mezcla, y que se ha descrito en el proceso anterior.

Por otra parte, como ya se ha indicado, se tendrá en cuenta un rendimiento de la combustión debido a las pérdidas de calor durante el proceso de combustión. Para ello se considerará el coeficiente de pérdidas ( $J_c$ ).

Por último, por tratarse de un ciclo dual se divide el suministro de calor en un proceso isócoro y otro isóbaro. El reparto de ambos procesos se establece por la limitación establecida de la presión máxima del ciclo.

**Aportación de calor a volumen constante:** se considera que parte de la combustión es instantánea, sustituyendo dicho proceso por una aportación de calor que además se realiza a volumen constante.

**Aportación de calor a presión constante:** una vez alcanzada la presión máxima que delimita el ciclo, se traduce el proceso de combustión en una aportación de calor a presión constante, durante la cual, por llevarse a cabo una variación de volumen, parte del trabajo realizado por el ciclo se desempeña durante este proceso.

Estas simplificaciones conllevan que:

- La mezcla se considera un gas ideal, cuyas propiedades permanecen constantes a lo largo del proceso.
- La generación de calor que produce el proceso de combustión se sustituye por una liberación de calor a volumen y a presión constante. Esto no es del todo cierto, dada la variabilidad que sufre la mezcla al transformarse los reactivos en productos.

Para tener estas dos consecuencias en cuenta se simula el proceso de cambio de composición, en el que inmediatamente antes de comenzar el proceso de combustión e inmediatamente después de finalizar el de compresión, se lleva a cabo el cambio de composición de la mezcla y con él, el cambio que sufren las propiedades de la mezcla, consiguiendo así aproximar el ciclo más a la realidad.

- Suponer que el aporte de calor se realiza a volumen y a presión constante implica asumir que el proceso ocurre de manera instantánea con lo que se desprecian las pérdidas de calor debidas a la refrigeración del motor, y las fugas de fluido a través del cilindro.

Sin embargo, con motivo de acercar más el modelo a la realidad, se tendrán en cuenta las pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro, que se caracterizarán con un

coeficiente de pérdidas. En el rendimiento de la combustión se incorporarán todas las pérdidas mencionadas.

Dado que se trata de un ciclo dual limitado por la presión máxima, si tras finalizar el proceso isócoro, (*punto3*) no se ha alcanzado aún la presión máxima del ciclo, se considerará que el aporte de calor, es a partir de aquí, un proceso isóbaro que finalizará en el *punto 4* del diagrama de la *figura 28*.

En este caso, una vez alcanzada la presión máxima del motor, al ser un ciclo dual, el proceso de combustión se considerará como aporte de calor a presión constante. Se considerará también la combustión completa.

Para calcular los valores característicos del *punto3*, se define la presión máxima del ciclo en 70 bares.

$$p_3 = p_{max} = 70 \text{ [bar]} \quad (\text{Ec. 99})$$

Una vez definida la presión máxima del ciclo, se debe comprobar si quemando todo el combustible disponible a volumen constante se logra alcanzar esta presión, dando lugar a un posterior aporte de calor a presión constante, o no.

Para ello se calculan las condiciones de presión y temperatura de un punto ficticio *3i* quemando todo el combustible a volumen constante:

En primer lugar se comprueba si se puede llegar a la presión máxima estipulada.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{combustión_{max}} &= m_{combustible} \cdot L_i \cdot \tau_{combustible} = \\ &m_T \cdot y_{combustible} \cdot L_i \cdot \tau_{combustible} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 100})$$

$$\begin{aligned} \Delta U &= Q_{combustión_{max}} = m_T \cdot y_{combustible} \cdot L_i \cdot \eta_{combustible} \\ &= m_T \cdot C_{v_{prod}} \cdot (T_{3i} - T_{2b}) \eta_{combustible} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 101})$$

$$T_{3i} = T_{2b} + \frac{m_T \cdot y_{combustible} \cdot L_i \cdot \eta_{combustible}}{m_T \cdot C_{v_{prod}}} \quad (\text{Ec. 102})$$

Por tanto, a volumen constante:

$$\frac{T_{3i}}{T_{2b}} = \frac{p_{3i}}{p_2} \quad (\text{Ec. 103})$$

$$p_{3i} = p_2 \cdot \frac{T_{3i}}{T_{2b}} \quad (\text{Ec. 104})$$

Si  $p_{3i} < p_{max} \rightarrow p_3 = p_{3i}$

$$T_3 = \frac{p_{3i}}{p_2} \cdot T_{2b} \quad (\text{Ec. 105})$$

El calor generado por la combustión será:

$$Q_{combustión_{v=cte}} = c_{v_{prod}} \cdot (T_3 - T_{2b}) \left[ \frac{J}{kg} \right] \quad (\text{Ec. 106})$$

$$Q_{combustión_{p=cte}} = 0 \quad (\text{Ec. 107})$$

Y el trabajo en este caso, puesto que no hay variación del volumen será igual a 0.

$$W_{combustión} = 0 \quad (\text{Ec. 108})$$

En este caso, los valores del punto 4 coinciden exactamente con los del *punto 3*.

En cambio, si  $p_{3i} > p_{max} \rightarrow p_3 = p_{max}$

$$T_3 = \frac{p_{max}}{p_2} \cdot T_{2b} \quad (\text{Ec. 109})$$

$$Q_{combustión_{v=cte}} = c_{v_{prod}} \cdot (T_3 - T_{2b}) \left[ \frac{J}{kg} \right] \quad (\text{Ec. 110})$$

$$Q_{combustión_{p=cte}} = Q_{combustión_{max}} - Q_{combustión_{v=cte}} [J] \quad (\text{Ec. 111})$$

Si se da esta segunda situación, se tendrá un proceso de aporte de calor a presión constante, por lo que a continuación se calculan las características del *punto 4*.

$$p_4 = p_3 = p_{max} \quad (\text{Ec. 112})$$



Aplicando la ecuación de los gases ideales:

$$P_3 \cdot V_3 = R g_{prod} \cdot m_T \cdot T_3 \quad (\text{Ec. 113})$$

$$P_4 \cdot V_4 = R g_{prod} \cdot m_T \cdot T_4 \quad (\text{Ec. 114})$$

Se obtiene la siguiente igualdad:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} \quad (\text{Ec. 115})$$

Del balance de energía se halla la segunda ecuación:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) \quad (\text{Ec. 116})$$

$$m_T \cdot c_{v_{prod}} \cdot (T_4 - T_3) = Q_{combustión_{p=cte}} \quad (\text{Ec. 117})$$

El calor de combustión a presión constante se conoce del apartado anterior, por lo que despejando se llega a los siguientes valores:

$$V_4 = V_3 \cdot \left( 1 + \frac{Q_{combustión_{p=cte}}}{c_{p_{prod}} \cdot T_3} \right) \quad (\text{Ec. 118})$$

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{V_4}{V_3} \quad (\text{Ec. 119})$$

Los trabajos en este caso serán:

$$W_{combustión_{v=cte}} = 0 \quad (\text{Ec. 120})$$

$$W_{combustión_{p=cte}} = p_{max} \cdot (V_4 - V_3) \quad (\text{Ec. 121})$$

- **Proceso de expansión isoentrópica (desde el punto 4 hasta el punto 5):**

La expansión desplaza el pistón hacia el punto muerto inferior, aumentando el volumen del cilindro y provocando así la expansión de los productos de la combustión.

Si tiene lugar la combustión a presión constante, parte de la expansión se realiza durante este proceso. Una vez finalizado dicha evolución termodinámica, se tiene un proceso de expansión isoentrópica.

### Hipótesis:

Se considera un proceso isoentrópico ya que la presión en el cilindro es prácticamente uniforme, por lo que las velocidades del fluido son moderadas. Esto implica que la disipación de energía cinética en energía interna en el seno del fluido se considere despreciable, y por tanto el proceso se considera mecánicamente reversible.

De las ecuaciones de los gases ideales se obtienen las siguientes igualdades:

$$p_5 = p_3 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma_{prod}} \quad (\text{Ec. 122})$$

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma_{prod}-1} \quad (\text{Ec. 123})$$

$$V_5 = V_{PMI} \quad (\text{Ec. 124})$$

Del balance de energía, y sabiendo que el calor intercambiado es nulo, se halla el trabajo producido por la expansión del fluido.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) \quad (\text{Ec. 125})$$

El calor y el trabajo desprendido por el ciclo serán:

$$Q_{expansión} = 0 \quad (\text{Ec. 126})$$

$$W_{expansión} = m_T \cdot c_{v_{prod}} \cdot (T_4 - T_5) \quad (\text{Ec. 127})$$

- **Proceso de escape (de 5 a 7): el proceso de escape se divide en dos.**
  - **Escape a volumen constante (de 5 a 6):** esta parte del proceso puesto que es a volumen constante no representará ningún trabajo para el ciclo. Además el calor cedido también es nulo.

$$T_6 = T_5 \cdot \left( \frac{p_{esc}/\delta}{p_5} \right)^{\frac{\gamma_{prod}-1}{\gamma_{prod}}} \quad (\text{Ec. 128})$$

$$V_6 = V_{PMI} \quad (\text{Ec. 129})$$

$$p_6 = p_{esc}/\delta \quad (\text{Ec. 130})$$

$$W_{escv=cte} = 0 \quad (\text{Ec. 131})$$

$$Q_{escv=cte} = 0 \quad (\text{Ec. 132})$$

- **Escape que supone un trabajo (de 6 a 7):** una vez los gases de escape alcanzan la presión de escape, el proceso finaliza a presión constante, por lo tanto:

$$T_7 = T_6 \quad (\text{Ec. 133})$$

$$p_7 = p_6 \quad (\text{Ec. 134})$$

$$V_7 = V_{PMS} \quad (\text{Ec. 135})$$

$$Q_{escp=cte} = 0 \quad (\text{Ec. 136})$$

$$W_{escp=cte} = p_7 \cdot (V_7 - V_6) \quad (\text{Ec. 137})$$

Para calcular el último tiempo, el de admisión, es necesario recalcular a partir de los datos obtenidos la fracción de gases residuales que hay en el cilindro. Para ello se calculan previamente la masa de gases residuales y la masa total. A continuación se detalla el proceso de cálculo seguido:

Despejando de la ecuación de los gases ideales, se tiene:

$$m_{res} = \frac{p_7 \cdot V_7}{Rg_{prod} \cdot T_7} \quad (\text{Ec. 138})$$

Planteando de nuevo la ecuación de los gases ideales para el *estado 3* y el *estado 7* se obtiene la masa total:

$$m_T = \frac{p_3 \cdot V_3}{Rg_{prod} \cdot T_3} \quad (\text{Ec. 139})$$

$$m_{res} = \frac{p_7 \cdot V_7}{Rg_{prod} \cdot T_7} \quad (\text{Ec. 140})$$

$$y_{res\_nuevo} = \frac{m_{res}}{m_T} \quad (\text{Ec. 141})$$

- **Proceso de admisión (de 7 a 1b):** durante el proceso de admisión se renovarían los gases frescos del cilindro. Para calcular los valores de los parámetros en el *punto 1b* se emplea la nueva fracción de gases residuales inmediatamente anterior calculada ( $y_{res\_nuevo}$ ).

$$V_{1b} = V_{RCA} \quad (\text{Ec. 142})$$

$$\begin{aligned} m_{ad} \cdot c_{v_{gases\ frescos}} \cdot T_{1b} + m_{res} \cdot c_{v_{prod}} \cdot T_{1b} - m_{res} \cdot c_{v_{prod}} \cdot T_7 \\ = -\delta \cdot p_{ad} \cdot (V_{1b} - V_7) + m_{ad} \cdot c_{p_{gases\ frescos}} \cdot T_{ad} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 143})$$

$$\begin{aligned} T_{1b\_nuevo} = \frac{T_7 \cdot y_{res\_nuevo} \cdot c_{v_{prod}} \cdot \delta \cdot Rg_{prod} \cdot p_{ad}}{p_7} \\ + \frac{(1 - y_{res\_nuevo}) \cdot c_{p_{ad}} \cdot T_{ad}}{(1 - y_{res\_nuevo}) \cdot c_{v_{ad}} + y_{res\_nuevo} \cdot c_{v_{prod}} \cdot \delta \cdot Rg_{compresión}} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 144})$$

Con la nueva temperatura calculada en el *punto 1b*, se repite el proceso de iteración hasta lograr que esta permanezca constante.

Una vez hallada dicha temperatura, se calcula el calor y el trabajo producido por el ciclo durante el proceso de admisión.

$$Q_{ad} = 0 \quad (\text{Ec. 145})$$

$$W_{ad} = \delta \cdot p_{ad} \cdot (V_{1b} - V_7) \quad (\text{Ec. 146})$$

#### Parámetros indicados resultantes:

$$W_{indicado} = W_{compresión} + W_{combustión_{p=cte}} + W_{expansión} + W_{esc_{p=cte}} + W_{ad} [J] \quad (\text{Ec. 147})$$

$$\eta_{indicado} = \frac{W_i}{m_T \cdot y_{combustible} \cdot L_i} \quad (\text{Ec. 148})$$

$$pmi = \frac{W_{indicado}}{q} [Pa] \quad (\text{Ec. 149})$$

$$\eta_m = \left( 1 - \frac{0,07 \cdot x}{\frac{pmi}{100000}} \right) / (1 - y) \quad (\text{Ec. 150})$$

$$\eta_{efectivo} = \eta_{indicado} \cdot \eta_{mecánico} \quad (\text{Ec. 151})$$

$$W_{efectivo} = W_{indicado} \cdot \eta_{mecánico} [J] \quad (\text{Ec. 152})$$

$$pme = \frac{W_{efectivo}}{q} [Pa] \quad (\text{Ec. 153})$$

$$C_e = \frac{36000000000}{L_i \cdot \eta_{efectivo}} \left[ \frac{g}{kWh} \right] \quad (\text{Ec. 154})$$

# CAPÍTULO 7. RESULTADOS

## ESTRATEGIAS DE CARGA PARCIAL.

Durante este capítulo se simularán y se mostrarán los resultados de las diferentes estrategias de carga parcial explicadas en el *capítulo 5*.

### 7.1. Control de carga con mariposa de gases.

Se considerará el caso base con respecto al cual se compararán el resto de estrategias simuladas. Con este método la carga se regula a través de la mariposa de gases, degradando la presión de admisión. La variación de la presión de admisión en función de la carga se simulará de la siguiente forma:

$$p_{ad} = p_{ad} \cdot \text{Parámetro}_{carga}$$

Donde  $\text{Parámetro}_{carga}$  es un vector equiespaciado que varía entre 0,25 y 1, y que expresa el grado de carga en el que se encuentra el motor.

Los resultados obtenidos con este método son los siguientes:

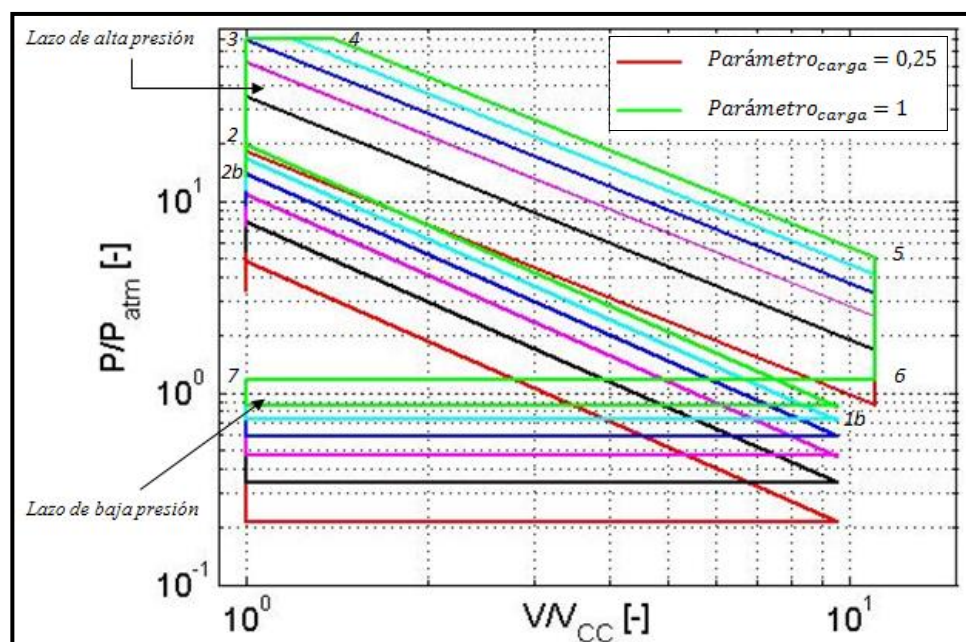


Figura 30. Diagrama p-V indicado con mariposa de gases (Propia).

En la *figura 30* se representa el ciclo indicado obtenido en un diagrama loglog ( $p - V$ ), en función de la carga (presión de admisión en este caso) del motor.

Para la representación de los diagramas indicados loglog ( $p - V$ ) de cada ciclo (para cada estrategia de carga) se calculan una serie de puntos y se interpola linealmente. Como todos los procesos en  $p-V$  obedecen a una ley  $p \cdot V^k = cte$ , para que realmente sean interpolaciones lineales, lo que se representa en el diagrama son las funciones logarítmicas de la presión y el volumen. Además, se han adimensionalizado las unidades. Por una parte se ha dividido la presión indicada del ciclo entre la presión atmosférica y por otra, se ha dividido el volumen entre el volumen de la cámara de combustión.

En la representación a plena carga del ciclo (línea verde) se ha señalado la numeración correspondiente a cada punto para que se puedan identificar y relacionar los procesos con el *capítulo 6*, donde se detalló el cálculo de los parámetros de cada uno de estos puntos.

Se puede distinguir claramente el bucle de bombeo del de alta presión. El lazo de baja presión, o bucle de bombeo es bastante inferior al bucle que aporta trabajo al exterior. Cabe decir que la función logarítmica empleada para realizar las gráficas exagera el bucle de baja presión, lo que permite que ese se aprecie y se vea que el ciclo consume trabajo durante el proceso compresión y el proceso de escape a presión constante.

Se puede ver en el diagrama que el área comprendida bajo la curva en el ciclo de baja es mayor en la representación que se corresponde con una carga baja (línea roja) que el que se corresponde con la plena carga (línea verde), es decir, que el rendimiento baja y el consumo aumenta a media que disminuye la carga, de ahí que el punto óptimo de funcionamiento se aleje a media que disminuye la carga y a su vez se acerca al régimen de funcionamiento habitual del motor.

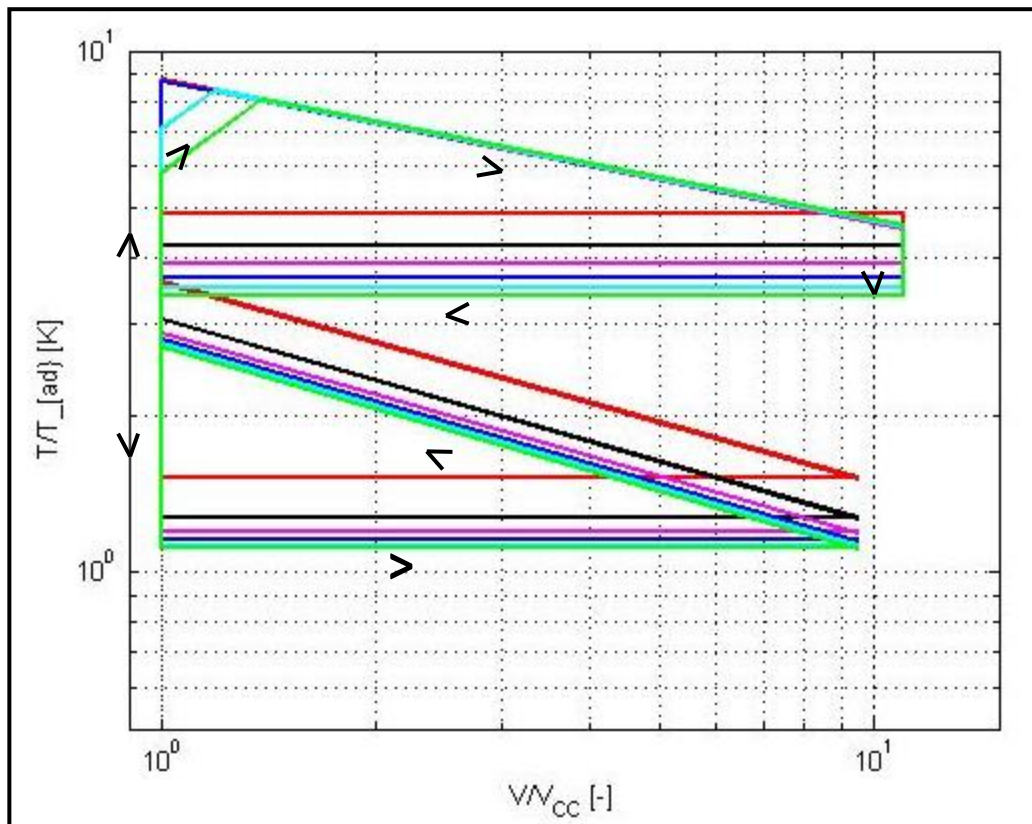


Figura 31. Diagrama T-V (Propia).

Representa la variación de temperatura a lo largo del transcurso de los procesos del ciclo, en función del volumen contenido en cada momento en el cilindro. Durante el proceso de admisión se experimenta un cambio de volumen mientras que la temperatura permanece aproximadamente constante. Posteriormente, mientras el émbolo se encuentra en su carrera de ascensión comprimiendo los gases, se produce un incremento de temperatura en los mismos de alrededor de  $500\text{ K}$ . El pico de temperatura de la gráfica corresponde con el momento del encendido de la llama y su posterior expansión en el cilindro, donde a medida que se acerca al *PMI* los gases van perdiendo temperatura. Por último, en el proceso de escape, la temperatura desciende en torno a  $400\text{ K}$  mientras disminuye el volumen hasta que el émbolo alcanza el *PMS* y comienza el siguiente ciclo.



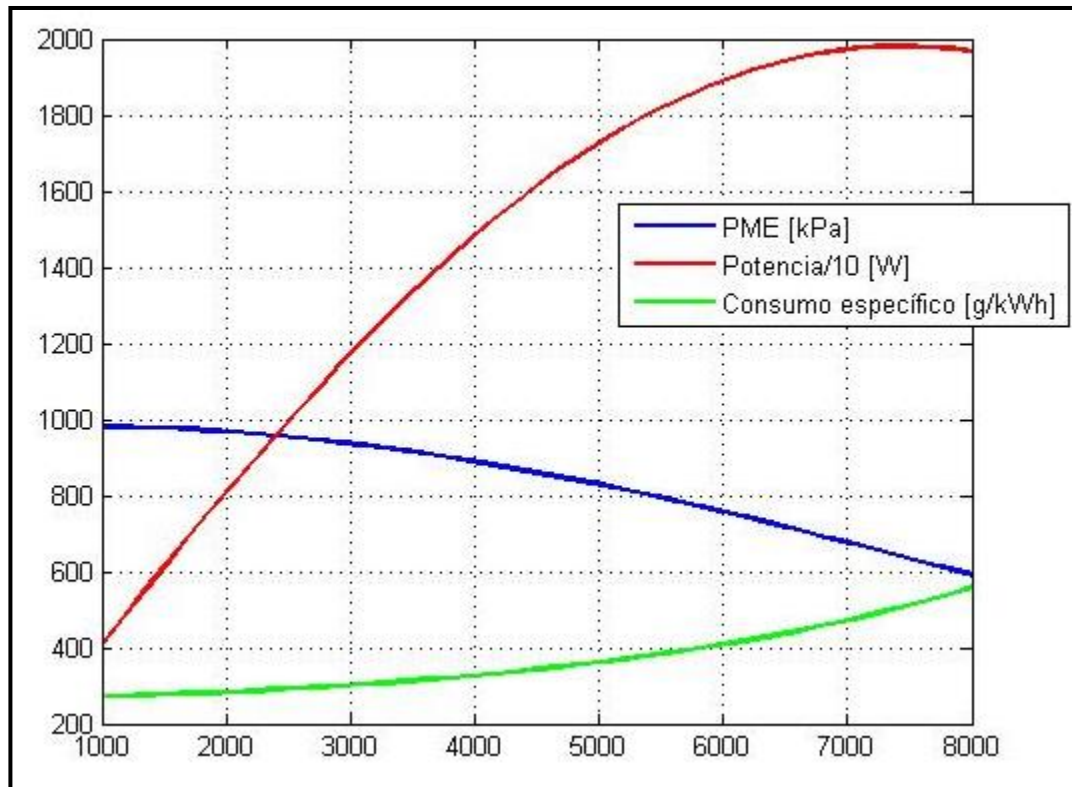


Figura 32. Representación de parámetros característicos (Propia).

Aquí se muestran las curvas de presión media efectiva, potencia unitaria y consumo específico. La potencia aumenta en función de las revoluciones. Es lógico que a altas revoluciones, el rozamiento del motor sea muy grande y por tanto disminuya un poco la presión media efectiva, a la vez que aumenta el consumo.

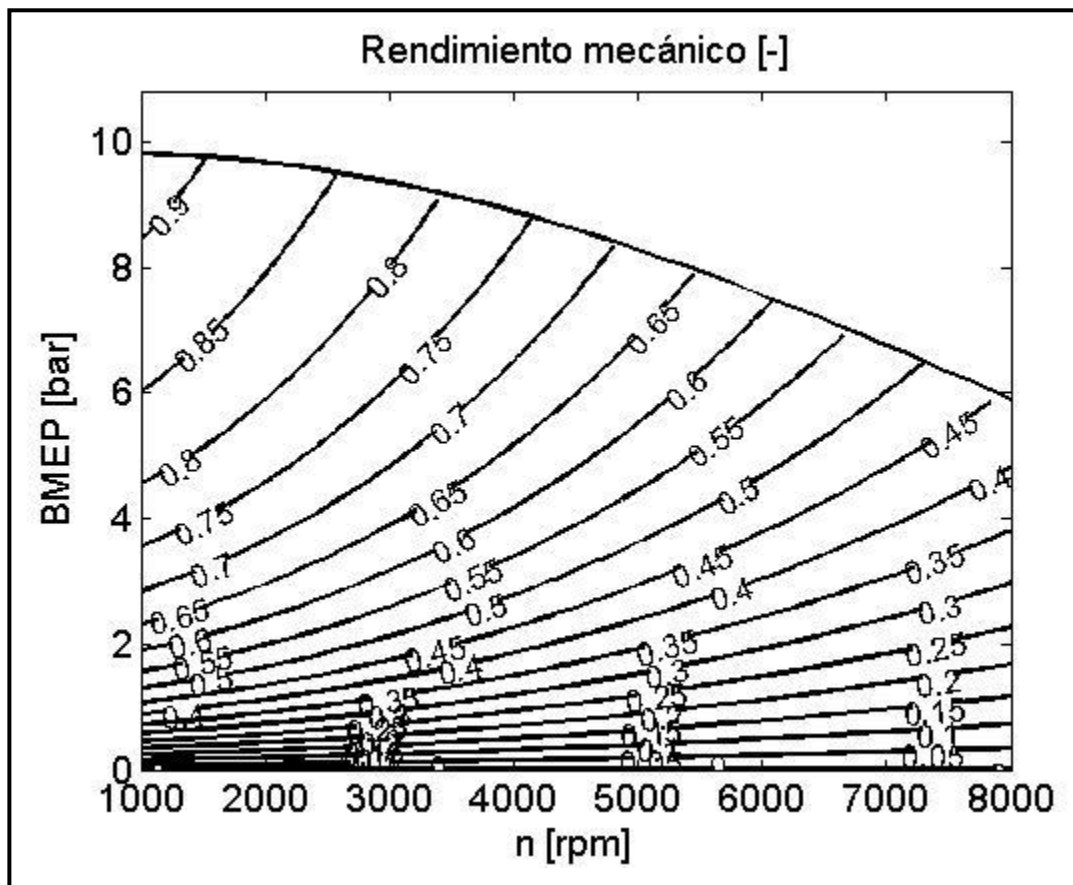


Figura 33. Representación del rendimiento mecánico (Propia).

Muestra las isolíneas del rendimiento mecánico en función de las revoluciones de motor para el caso base, es decir, regulación de carga con mariposa de gases.

Para la representación de las gráficas de rendimiento y consumo específico es necesario transformar las matrices resultado (expresadas en función de la carga y las vueltas del motor) en vectores dependientes de la presión media efectiva interpolando. Consume más a medida que disminuye la carga, por eso baja el rendimiento y sube el consumo, de ahí la idea de controlar la carga mediante distribución variable, *LIVC*.

Puesto que esta figura es función de la presión media indicada y de las vueltas, cambia relativamente poco, por lo que no se representará para el resto de estrategias salvo que suponga una variación apreciable. Al igual ocurre con las figuras que representan los parámetros característicos del motor.

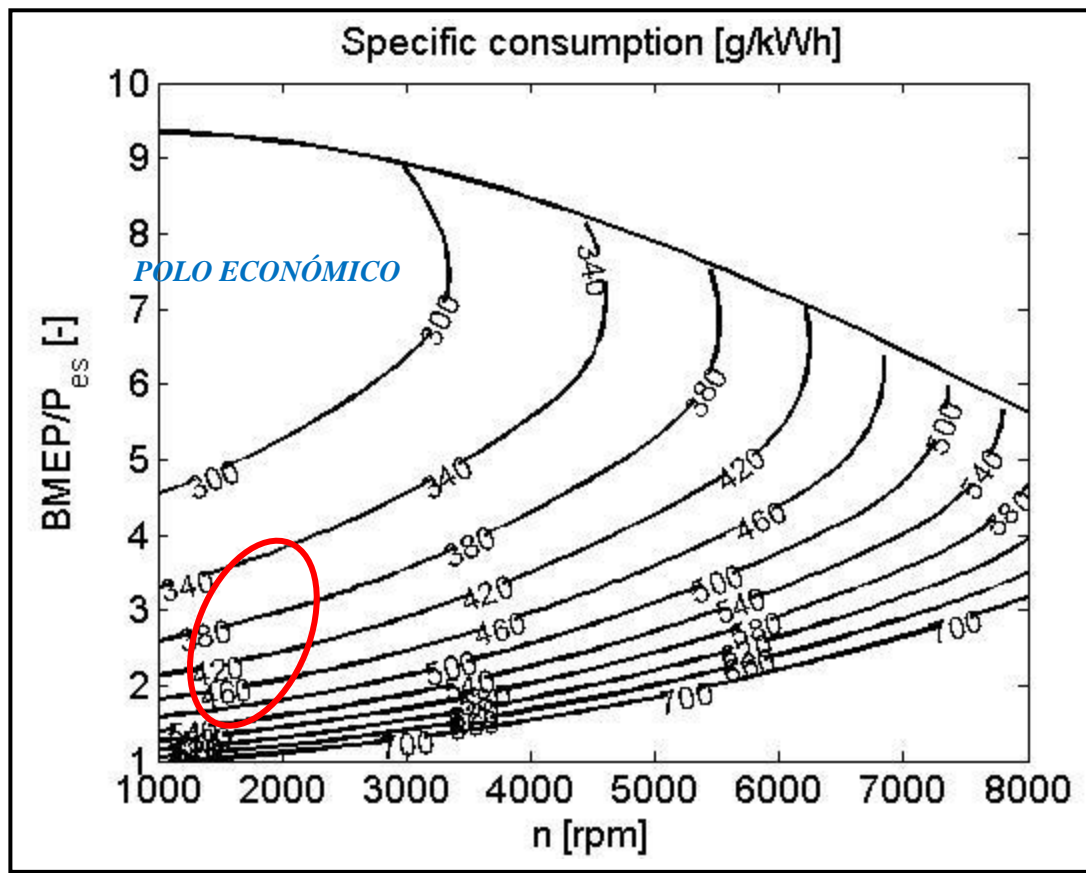


Figura 34. Representación de las isolíneas de consumo específico (Propia).

Representa las líneas de isoconsumo en función de las revoluciones del motor. El objetivo es ampliar el rango de estas líneas hacia abajo principalmente y hacia la derecha, es decir, acercar el polo económico al régimen de funcionamiento que prevalece en la vida del motor (círculo rojo).

## 7.2. Control de carga con distribución variable mediante *LIVC*.

Como se explicó en el capítulo 4 y 5, la distribución variable permite variar el coeficiente de llenado de los cilindros, y por tanto el grado de carga del motor. Para simular este

fenómeno se modifica el coeficiente de llenado de los cilindros en función de la carga, por tanto.

$$a = a \cdot \text{Parámetro}_{\text{carga}}$$

Los resultados obtenidos empleando esta estrategia son los siguientes:

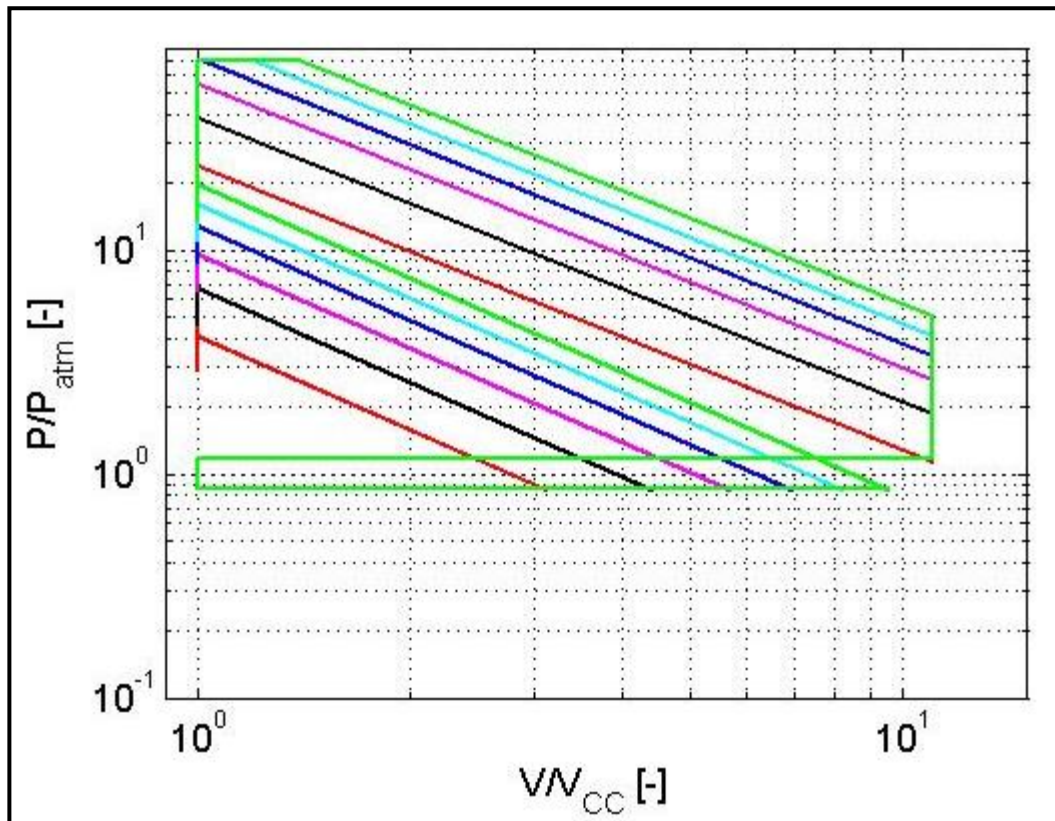


Figura 35. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

Con la ejecución de la estrategia de distribución variable mediante *LIVC* el bucle de bombeo permanece invariable, y mínimo. Para cargas elevadas no se produce ningún cambio con respecto al caso base, sin embargo, a cargas pequeñas, el bucle de alta presión disminuye, reduciendo mucho la potencia indicada en este rango, sin coste de trabajo en el bucle de bombeo.

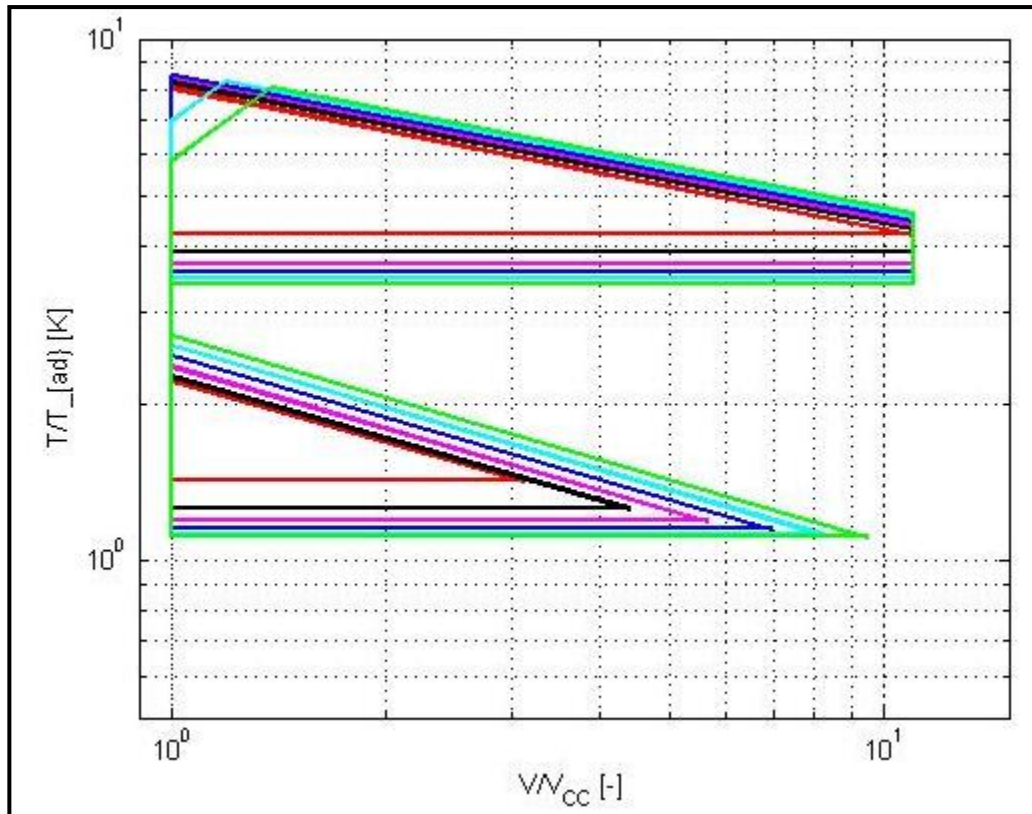


Figura 36. Representación del diagrama T-V (Propia).

Cuando el motor se encuentra operando cerca de la plena carga, apenas se observan diferencias respecto a usar mariposa de gases. Sin embargo, para cargas pequeñas la temperatura de los gases con respecto al volumen de gases contenidos en el cilindro disminuye. Al retrasar el cierre de la válvula de admisión, parte de la carga admitida sale de nuevo a través de la misma, por ello para cargas pequeñas el volumen comprimido disminuye frente al caso base, al igual que la temperatura alcanzada tras finalizar dicho proceso.

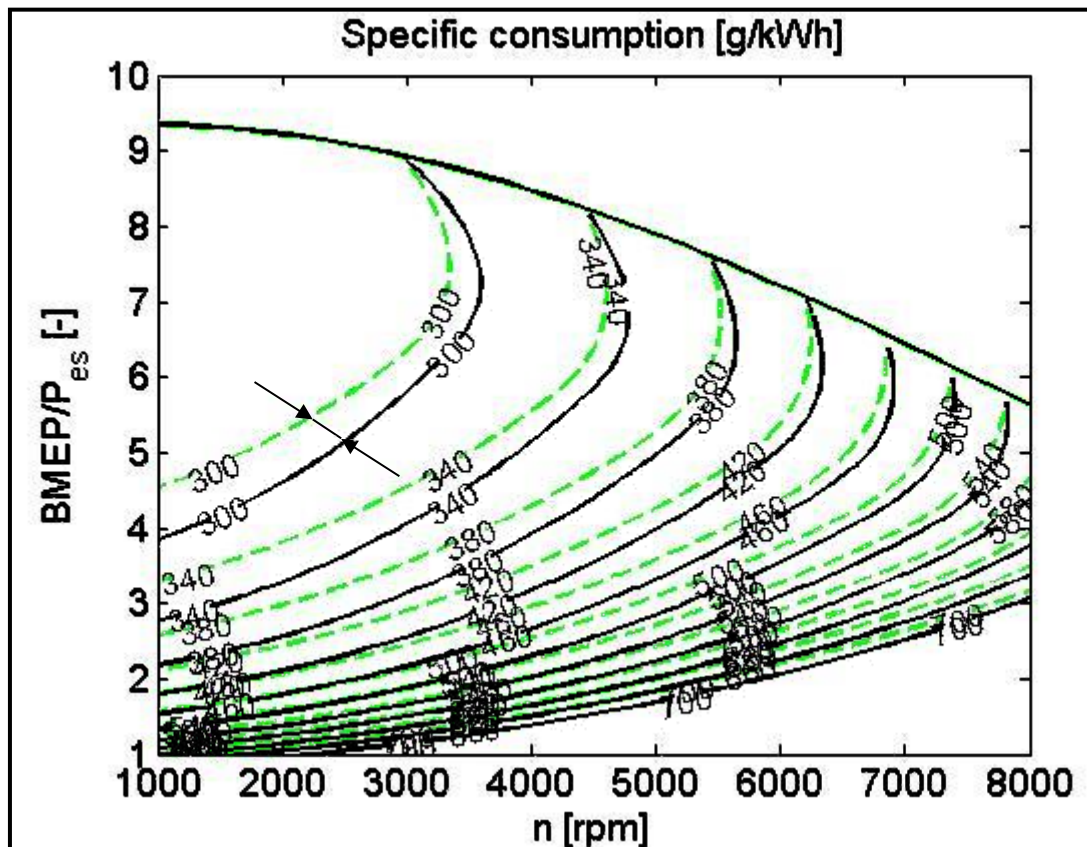


Figura 37. Representación de isolíneas de consumo específico (Propia).

Aunque el cambio no es muy significativo, mediante el uso de esta estrategia de control de carga se consigue ampliar desplazar la gráfica respecto a la obtenida en el caso base, tanto hacia abajo, como hacia la derecha.

### 7.3. Control de carga con distribución variable mediante *EGR* interno (cruce negativo).

Otra de las posibilidades de controlar el grado de carga de un motor, es a través de la regulación de los gases recirculados de escape, (en este caso gases de recirculación de escape internos). A través de ellos se consigue modificar el diagrama de distribución y por tanto el coeficiente de llenado de los cilindros, con la consiguiente variación de la carga. Para simular la variación de carga mediante *EGR interno* se calcula la fracción



volumétrica de gases recirculados en función de la carga de la siguiente forma (experimental):

$$\gamma_{EGR_{gases\ frescos}} = 1,1 - \text{Parámetro}_{carga}$$

A continuación se muestran los resultados obtenidos mediante esta estrategia de carga parcial:

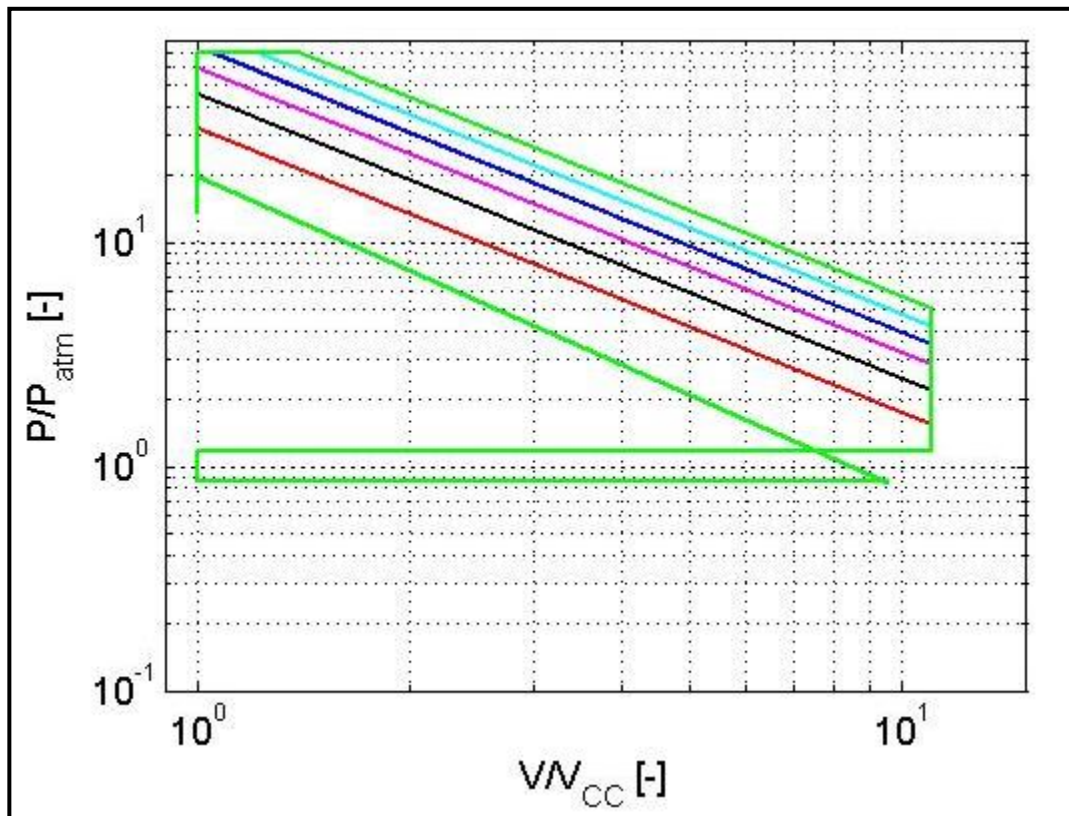


Figura 38. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

De nuevo, el lazo inferior permanece constante independientemente de la carga en la que opere el motor. Se puede observar que para cargas pequeñas la potencia indicada, (lazo superior menos lazo inferior) a penas se ve afectada, sin embargo, para cargas elevadas el área encerrada por la curva del lazo de alta presión disminuye bastante. Las causas principales de esto, son un menor calor generado, y un mayor costo a la hora de comprimir la mezcla, ya que los gases residuales cuentan con un  $\gamma$  de compresión superior al de los gases frescos admitidos.

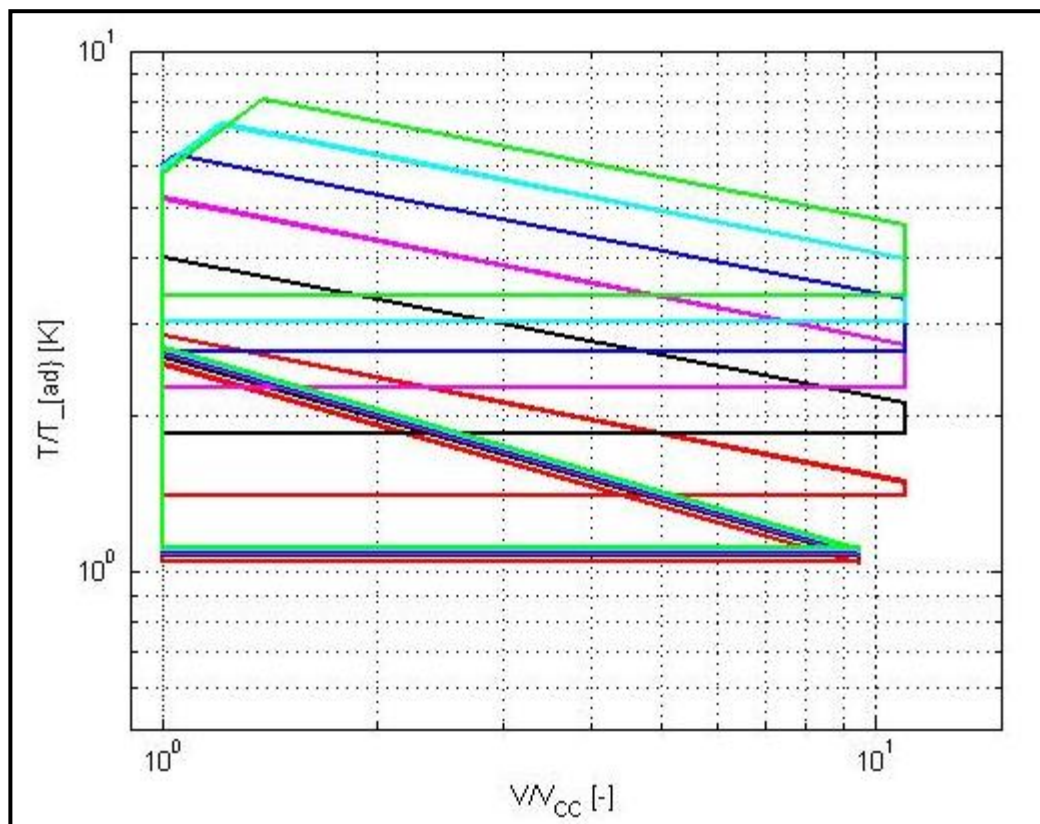
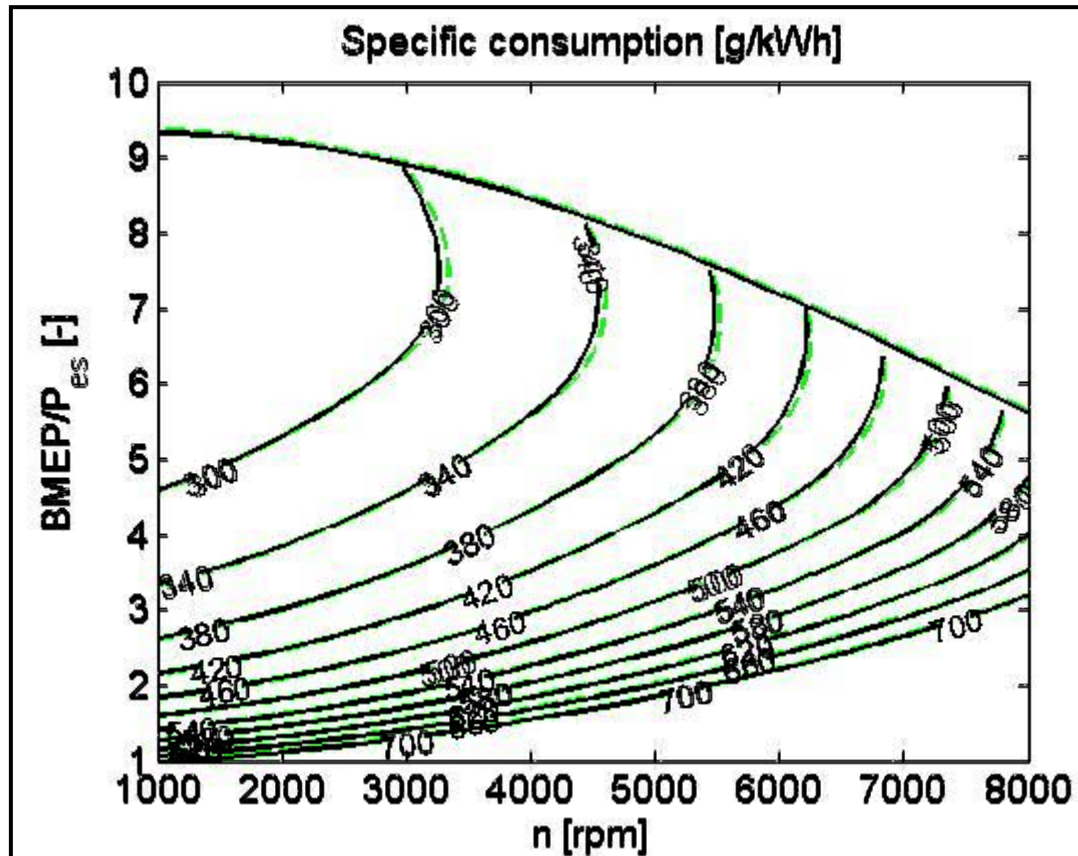


Figura 39. Representación del diagrama T-V (Propia).

Se observa que los procesos la temperatura de inicio a la compresión se eleva con el grado de carga, por lo que si la carga disminuye, disminuye la temperatura de inicio a la compresión y aumenta el trabajo de compresión, por lo que para mantener la potencia, aumenta el consumo específico. Por otro lado, durante la combustión se alcanzan alrededor de  $100\text{ K}$  menos, y como consecuencia la temperatura de escape también es muy inferior que en el caso de regulación de carga mediante mariposa de gases. Esto es lógico, ya que al recircular gases de escape, la capacidad de admisión de aire y combustible es menor, y por tanto el calor producido será inferior también. Debido a que la mezcla de gases es considerada como un gas ideal, debe cumplir la igualdad  $p \cdot V = R_g \cdot T$ . Por ello, como la cantidad de masa total contenida en el cilindro permanece constante, así como su volumen, al disminuir la temperatura máxima del ciclo, disminuye también la presión máxima, y puesto que se trata de un ciclo dual limitado en presión, el



proceso de combustión a presión constante disminuye mucho, siendo incluso inexistente para algunas condiciones de operación del motor.



cerca del punto óptimo de funcionamiento. Esta estrategia se emplea junto a la regulación de carga con mariposa de gases y se simula como se muestra a continuación:

La estrategia de desconexión de cilindros sólo se llevará a cabo para  $Parámetro_{carga} < 0,5$ .

En este caso:

$$Parámetro_{carga} = Parámetro_{carga} \cdot 2$$

$$i = \frac{i}{2}$$

Los resultados obtenidos con la aplicación de esta estrategia de regulación de carga son los siguientes:

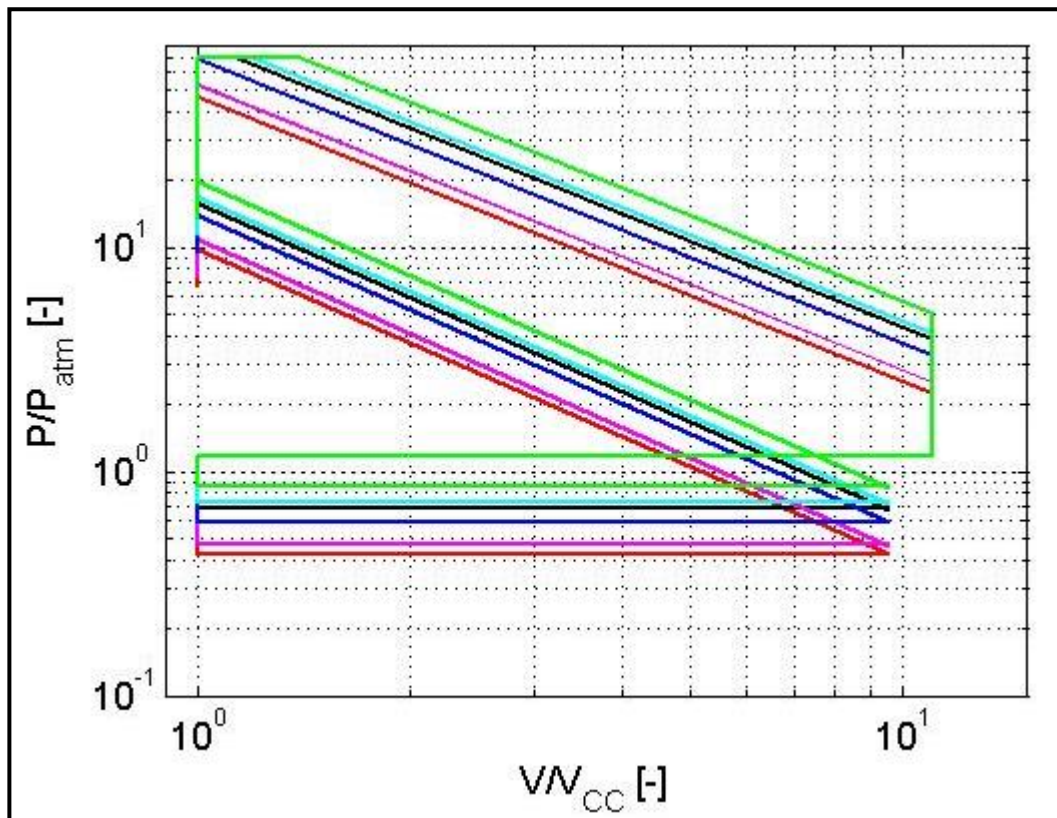


Figura 41. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

Cuando el motor opera a plena carga el ciclo a penas sufre variación frente al caso base, sin embargo, en cargas pequeñas esta estrategia reduce considerablemente el bucle de

bombeo, sin empeorar el lazo de alta presión, por lo que el rendimiento indicado crece respecto al control de carga con mariposa de gases, por tanto se mejorará el rendimiento así como el consumo específico.

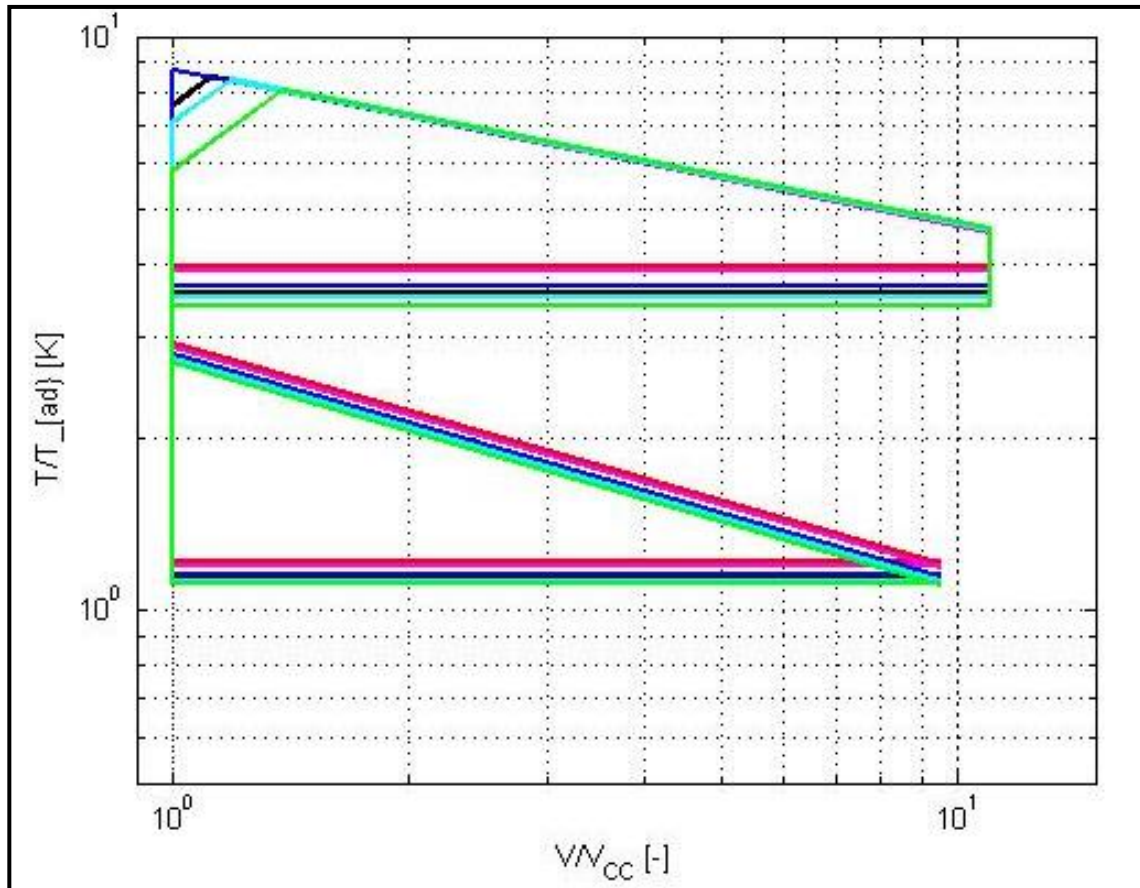


Figura 42. Representación del diagrama T-V (Propia).

Con esta estrategia se logra que las temperaturas del ciclo sean muy parecidas para un mismo proceso independientemente de la carga. Si la temperatura en cualquier punto del motor a baja carga es próxima a la temperatura en ese mismo punto a plena carga, significa que la presión y por tanto el rendimiento y el consumo también lo son, por lo que se está consiguiendo un consumo similar tanto a baja carga como a plena carga.

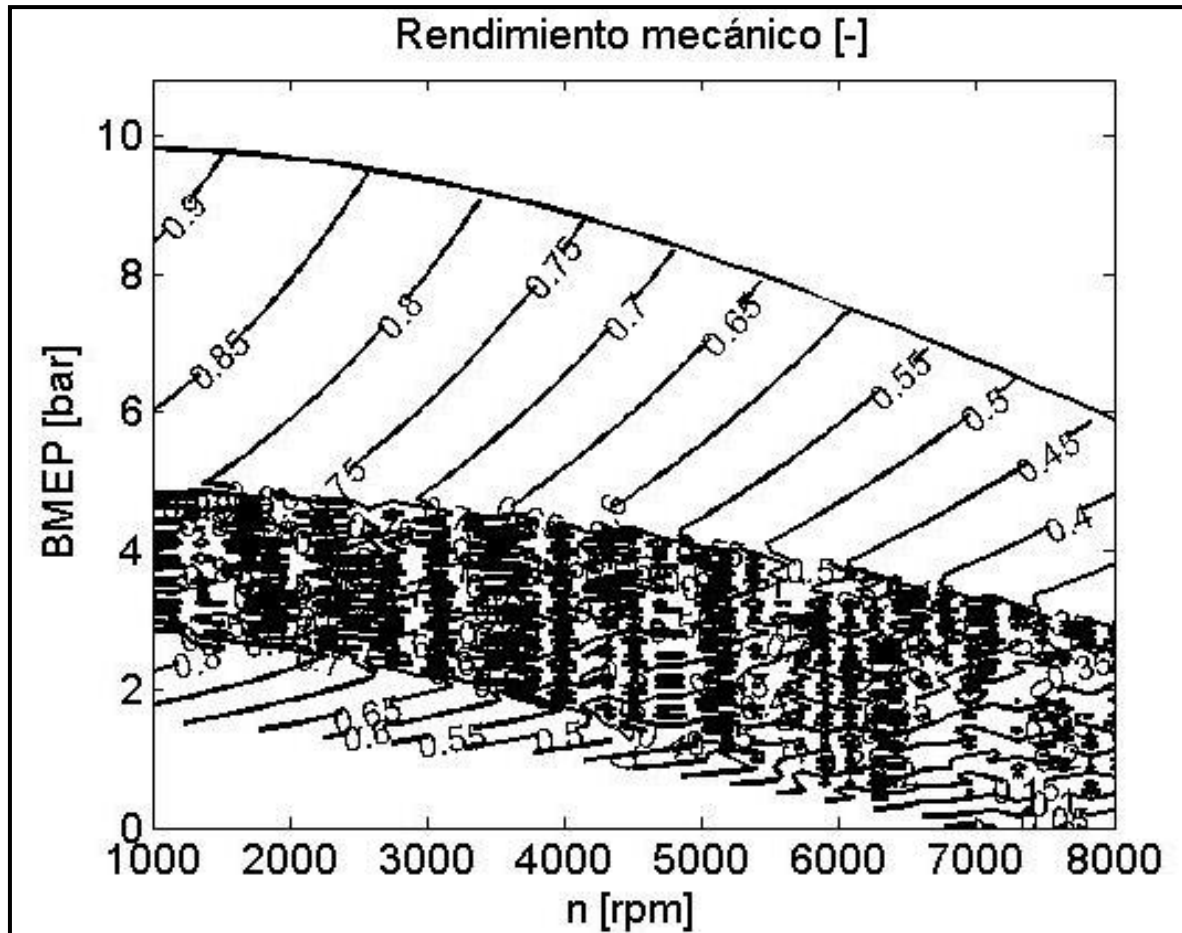


Figura 43. Representación del rendimiento mecánico (Propia).

El rendimiento no sufre variaciones significativas respecto al cabo base, simplemente destacar la zona oscura de la *figura 43*. Esta se debe al salto producido cuando pasa de funcionar la mitad de los cilindros, a todos los cilindros.

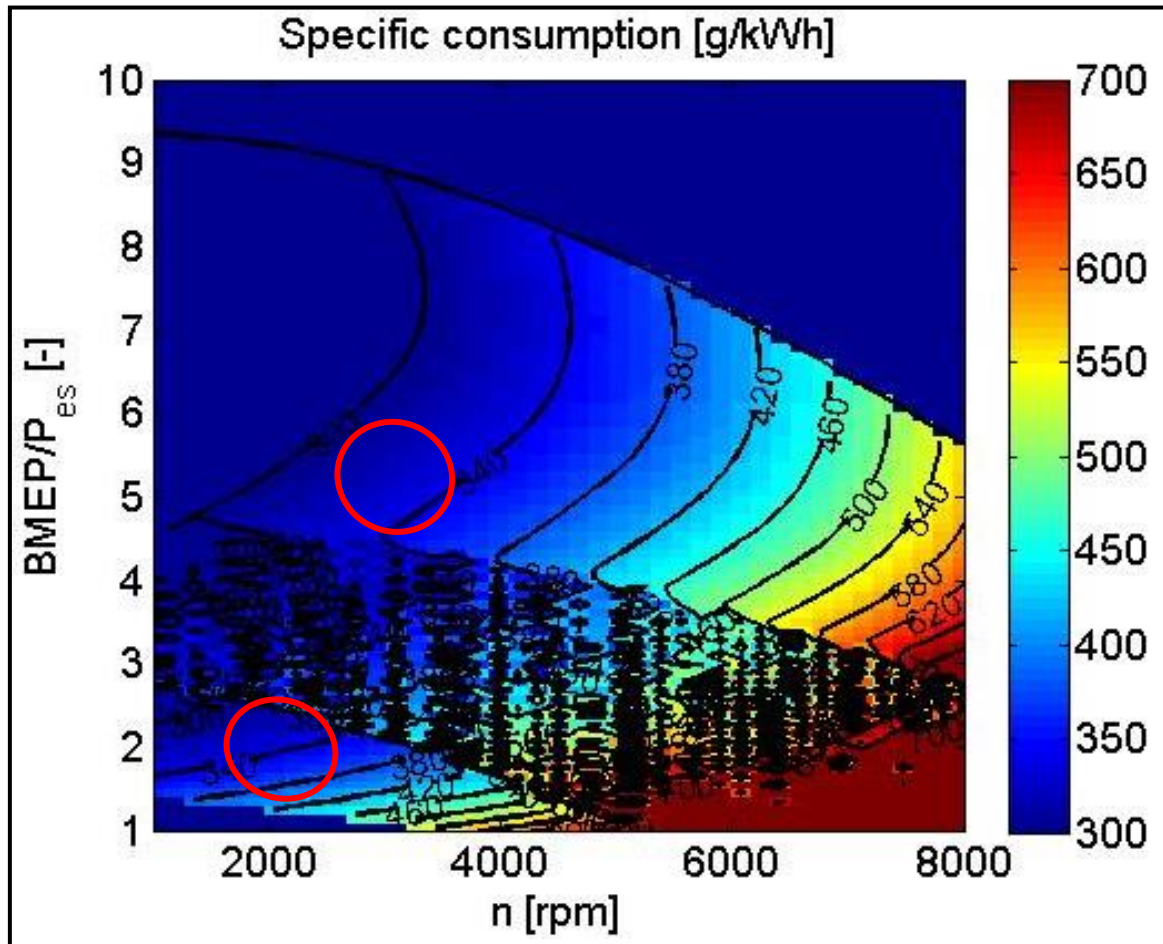


Figura 44. Representación de las isolíneas de consumo específico (Propia).

Mientras que en el caso base los valores habituales de consumo (círculo rojo) se encontraban entre 380 y 460 ( $g/kWh$ ) llegando a alcanzar los 580 ( $g/kWh$ ) cuando la carga es reducida, con la desconexión de cilindros se consigue reducir estos valores situándolos siempre entre 300 y 380 ( $g/kWh$ ) coincidiendo prácticamente con el consumo a plena carga. Las líneas intermedias de la *figura 44* se deben al salto producido cuando se conectan todos los cilindros que de nuevo aumenta un poco el consumo.



## 7.5. Control de carga mediante turbo con mariposa de gases.

Esta técnica se caracteriza por obtener la misma potencia indicada con la mitad de la cilindrada que un motor de las mismas características sin turbo, ya que la presión de admisión es el doble debido a la compresión del fluido antes de entrar al cilindro. Es por ello que para simular esta estrategia:

$$p_{ad} = 2 \cdot 10^5 [\text{bar}]$$

$$q_{turbo} = \frac{q}{2}$$

Los resultados obtenidos mediante esta simulación son:

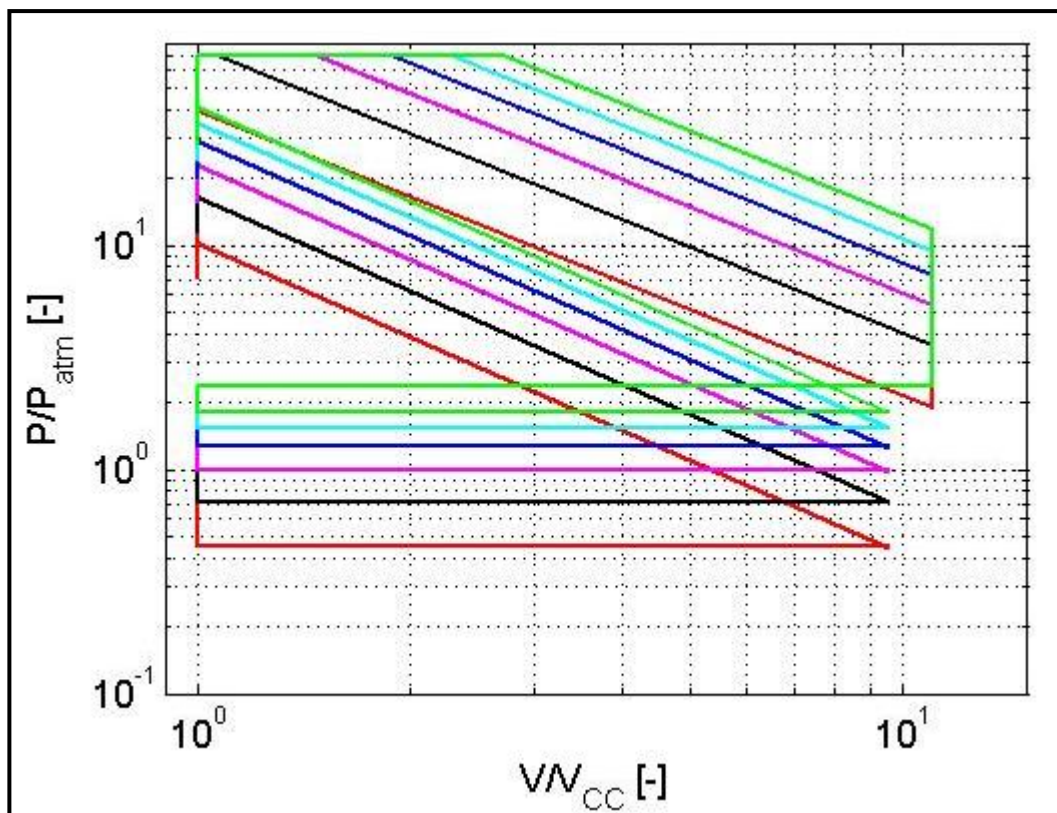


Figura 45. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

Emplear un turbo consigue reducir el bucle de bombeo, pero donde se aprecia una gran diferencia respecto a no usarlo es en el lazo superior. Se puede ver que el proceso de combustión a presión constante es mucho mayor que en el caso base, y que en el resto de casos evaluados hasta ahora. Esta estrategia consigue aumentar considerablemente el lazo superior a la vez que disminuye un poco el inferior. El resultado es un aumento importante de potencia indicada.

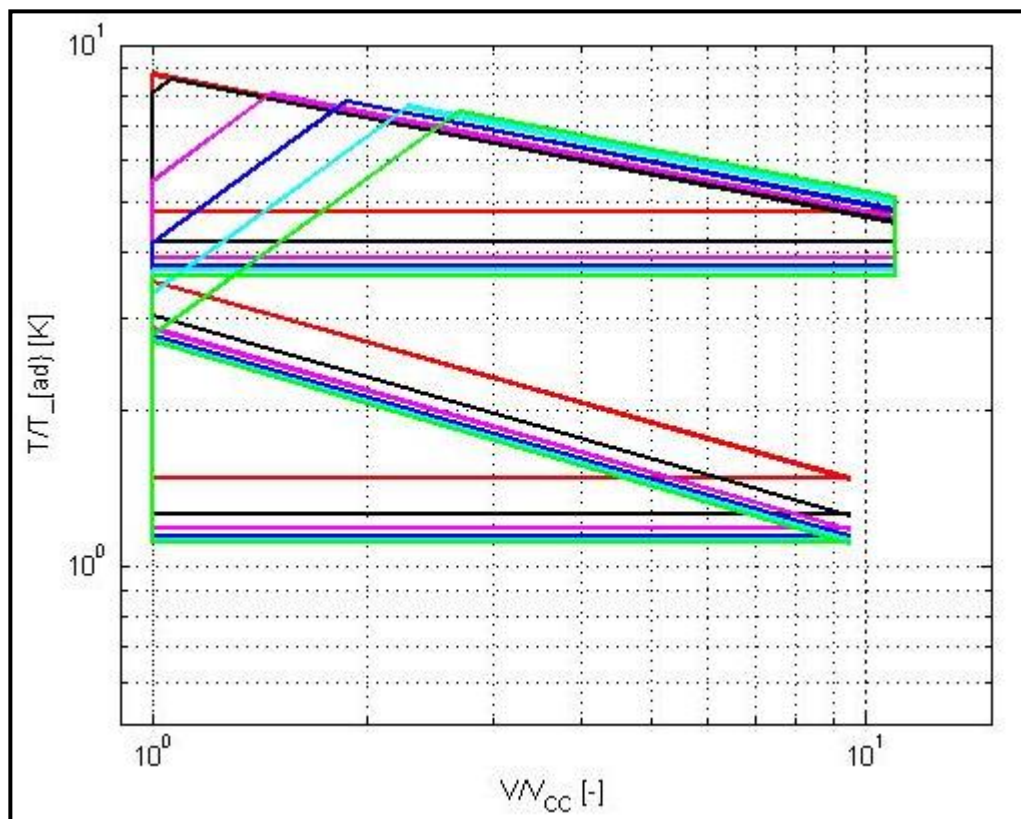


Figura 46. Representación del diagrama T-V (Propia).

Se observa que el pico de temperatura máxima se produce, en función del régimen del motor, a un volumen mayor. Esto se debe a que el pico de temperatura se alcanza en el proceso de combustión a presión constante que con esta estrategia se amplía mucho, puesto que el ciclo está limitado en presión y la presión de admisión es el doble que si no se incluyera el turbocompresor. Por eso la temperatura máxima se produce cuando los gases se han expandido durante el proceso de combustión a presión constante. Parte del calor de combustión que se generaba en la etapa a volumen constante, ahora se produce a

presión constante. En el caso de regulación mediante mariposa de gases, casi todo el calor se origina durante el proceso de combustión a volumen constante, mientras que cuando se añade un turbo, la limitación en presión del ciclo hace que este calor se distribuya en las dos etapas de combustión, ampliando mucho el proceso de combustión a presión constante.

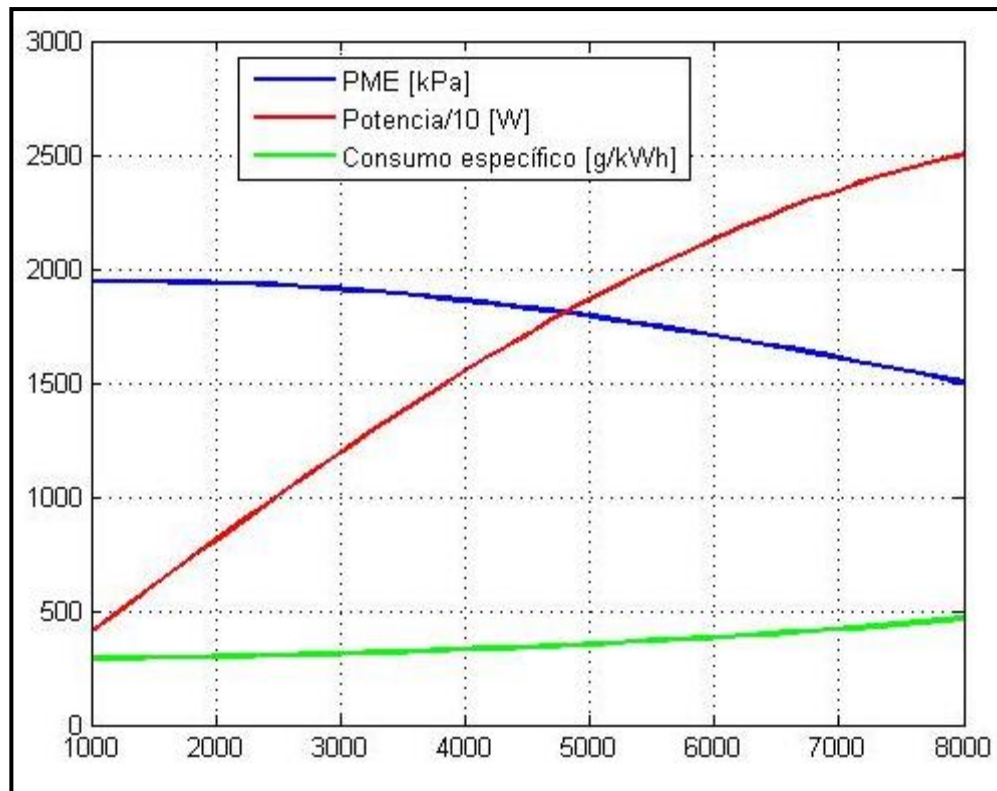


Figura 47. Representación de los parámetros característicos del motor (Propia).

Se duplica la presión media efectiva como consecuencia del turbo. A su vez, la cilindrada total se reduce a la mitad, por lo que la potencia se mantiene similar que en casos anteriores. Hasta las 4000 rpm la potencia se mantiene prácticamente idéntica que con todas las estrategias anteriores. Sin embargo, a partir de estas revoluciones aumenta respecto a los casos en los que no se emplea turbo. Esto sucede porque a tan altas vueltas los rozamientos se vuelven muy grandes, y el turbo permite tener la cilindrada la mitad que con el resto de estrategias, por lo que los cilindros son de menos tamaño, y a altas revoluciones se reducen mucho las pérdidas de fricción entre los elementos mecánicos del motor. Al igual pasa con el consumo específico, que debido al mismo motivo se



reduce a altas revoluciones. Sin embargo se puede decir que ni el aumento de potencia ni la disminución del consumo a estas revoluciones sea de interés, puesto que los vehículos no operan en ese régimen de revoluciones. Simplemente se ha simulado hasta alcanzar las 8000 *rpm* para poder visualizar la potencia máxima capaz de entregar el motor.

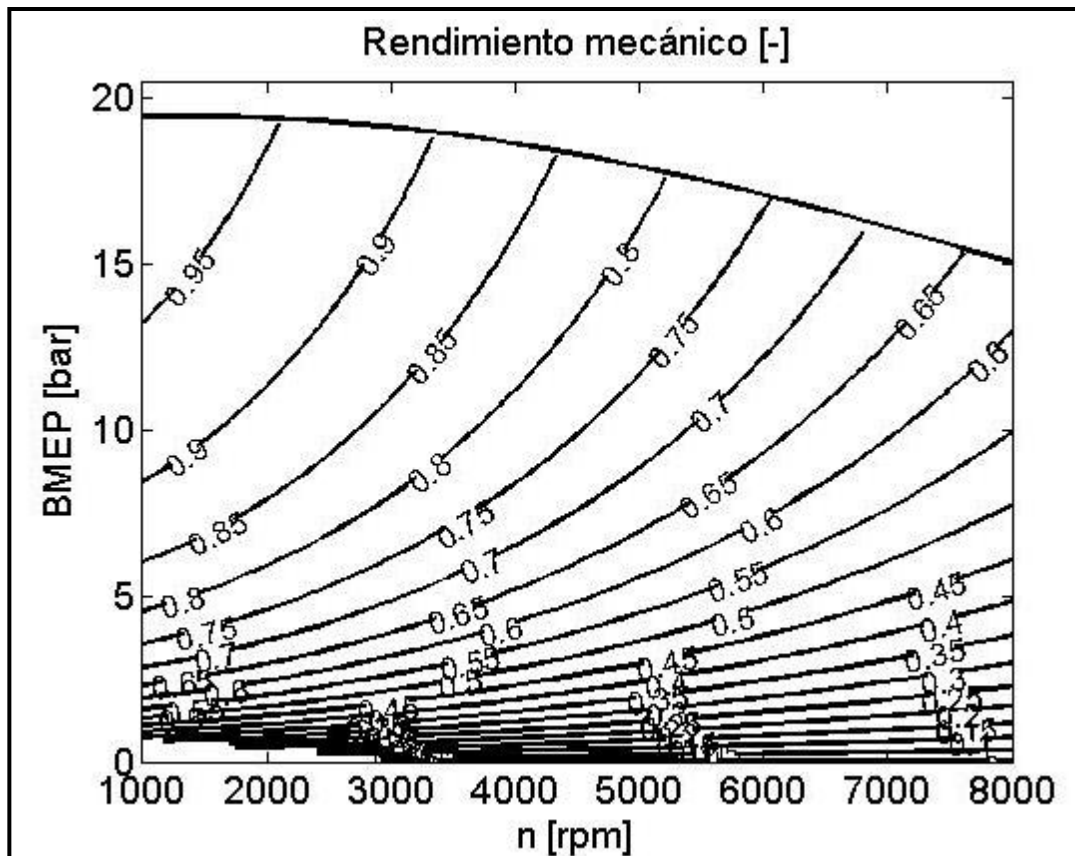
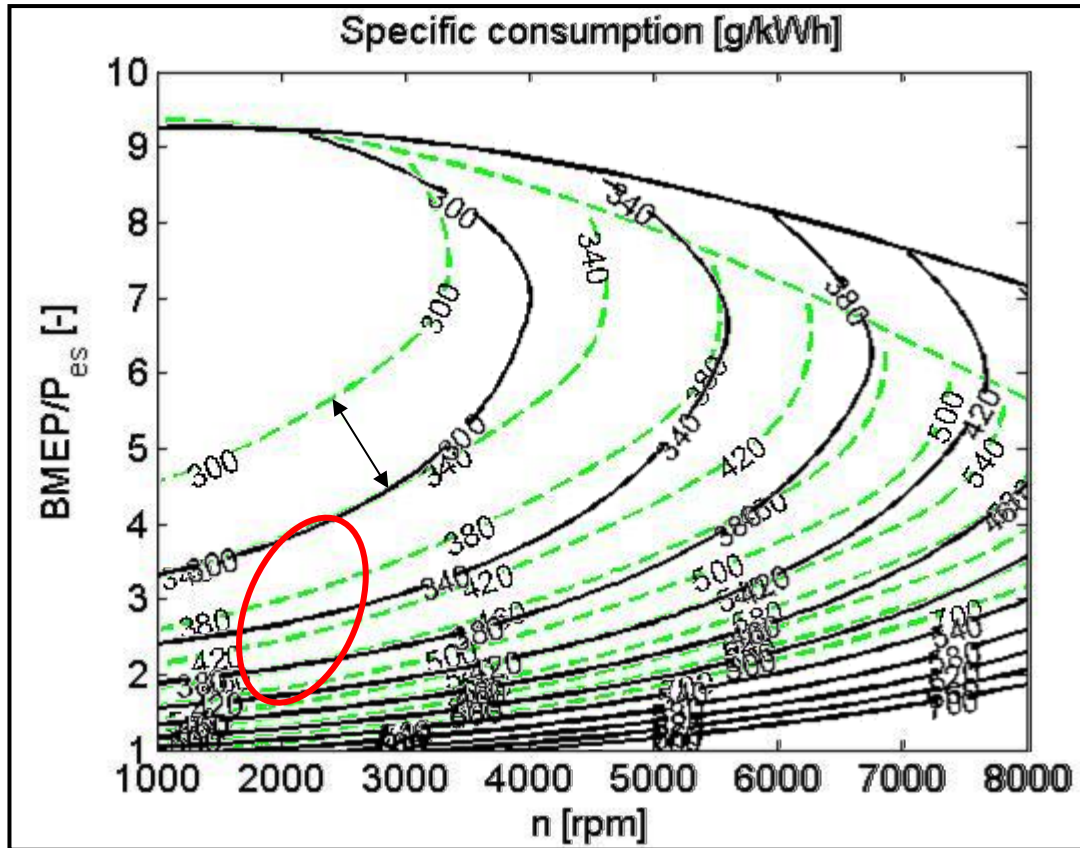


Figura 48. Representación del rendimiento mecánico (Propia).

Con la inclusión del turbocompresor se puede decir que el rendimiento mejora con respecto al caso base y los casos anteriores, además no disminuye tanto con el aumento de las revoluciones. En un rango de aproximadamente 2500 – 3000 *rpm* el rendimiento es ligeramente superior a los casos de control de carga anteriormente mostrados. Al tener una presión media indicada mayor y por ello menos pérdidas mecánicas, el rendimiento aumenta sobre todo a carga parcial. A plena carga, disminuye un poco puesto que comienza a comprimir con 2 *bares* de presión, y como el ciclo está limitado en presión el proceso de combustión a volumen constante es más pequeño, mientras que el proceso

de combustión a presión constante (menos eficiente que el anterior) se hace más importante.



## 7.6. Control de carga mediante turbo combinado con *LIVC*.

Se combinarán la acción de la distribución variable, con la inclusión de un turbocompresor. A continuación se exponen los resultados:

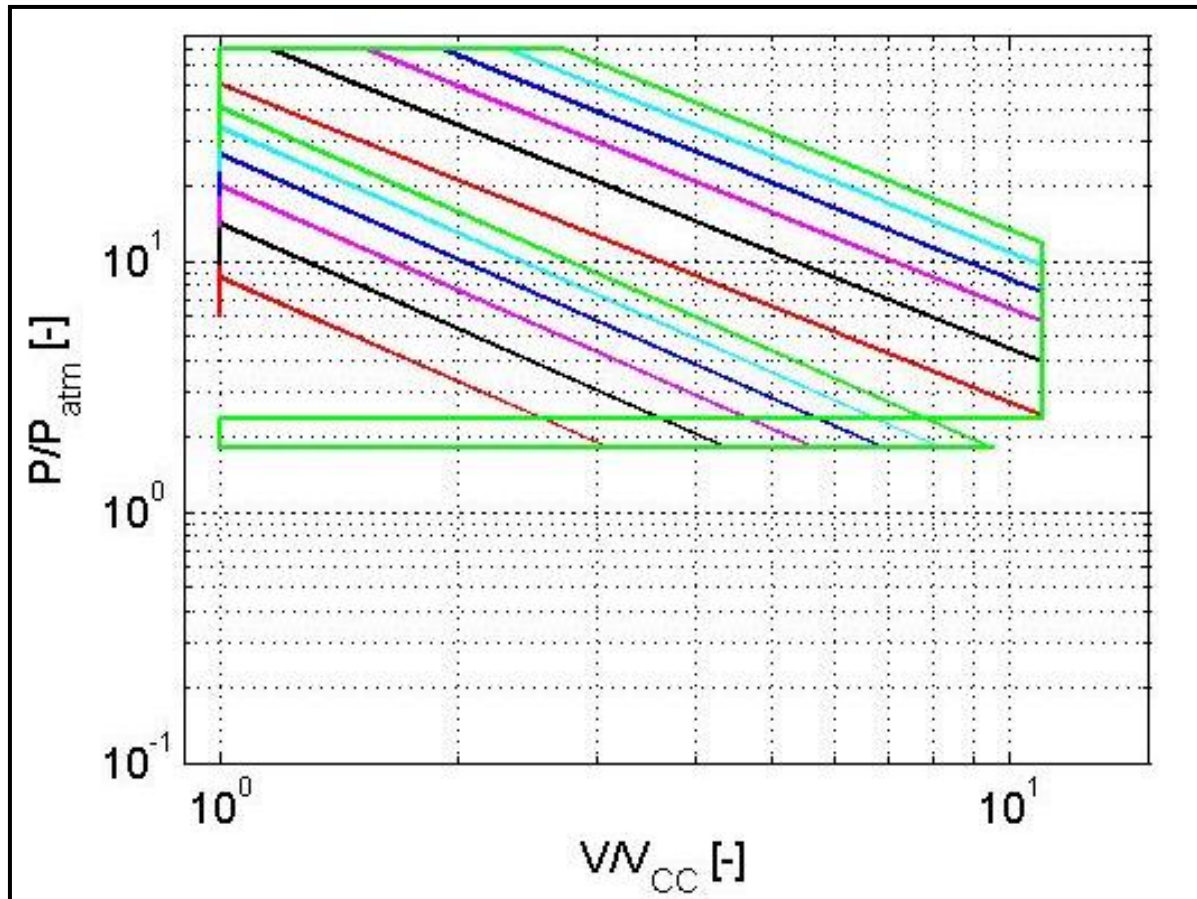


Figura 50. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

Se consigue una combinación de ambos efectos, es decir, por una parte gracias a la distribución variable se reduce mucho en el lazo de bombeo principalmente a cargas bajas. Por otro lado el efecto del turbo hace que el lazo de alta aumente, consiguiendo así con esta combinación un incremento de la potencia indicada superior al caso base, y al empleo por separado de estas técnicas. La mejora se produce sobre todo a baja carga.

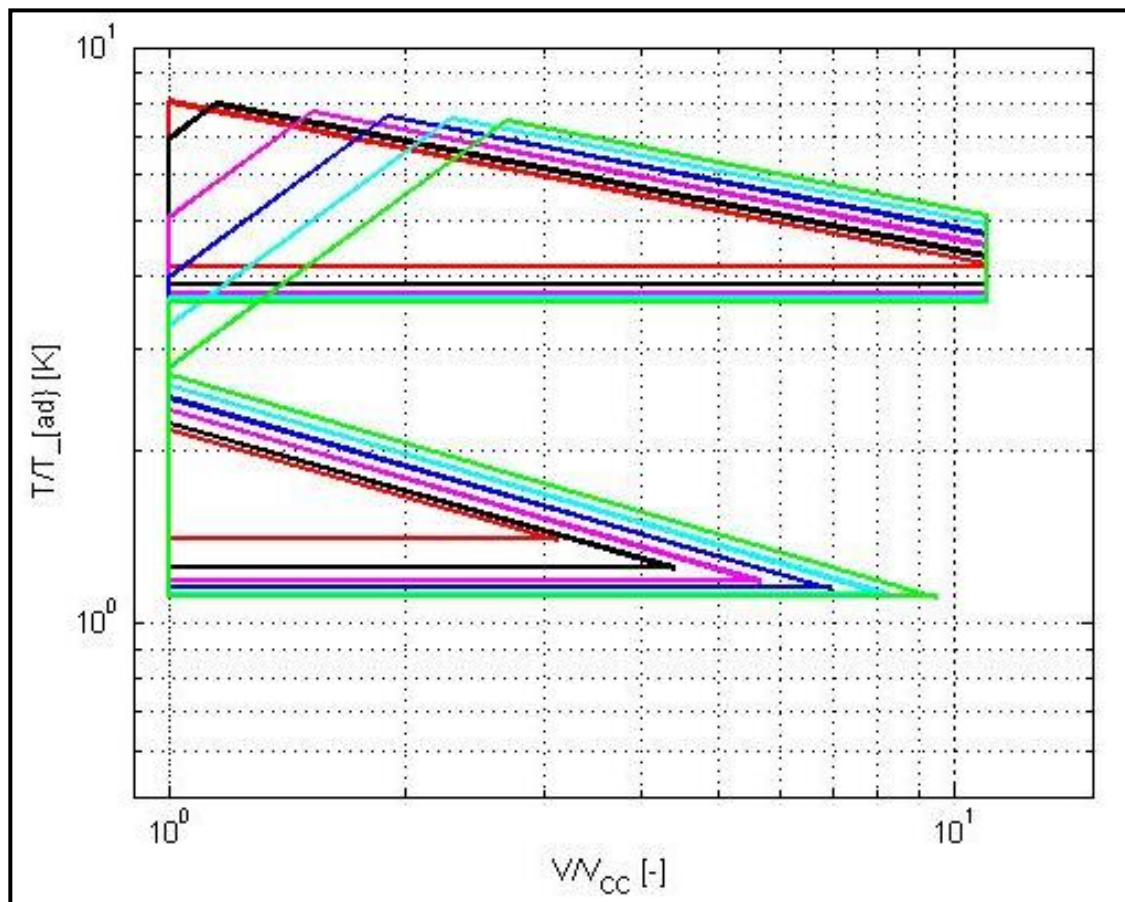


Figura 51. Representación del diagrama T-V (Propia).

Se ve claramente la influencia del turbocompresor que desplaza el pico de temperatura a un volumen mayor donde se ha comenzado la expansión, sobre todo para cargas elevadas. Esto se debe, como ya se ha visto en el *apartado 7.5*, a que la inclusión del turbo provoca que se extienda el proceso de combustión a presión constante y con ellos que parte del calor generado durante la combustión a volumen constante se cree ahora en el proceso de combustión a presión constante.

Debido al efecto del turbo el rendimiento mecánico permanece similar al caso del *apartado 7.5*. Igual sucede en los *apartados 7.7* y *7.8* que se mostrarán más adelante. Al igual sucede con las curvas de potencia específica, consumo y presión media efectiva.



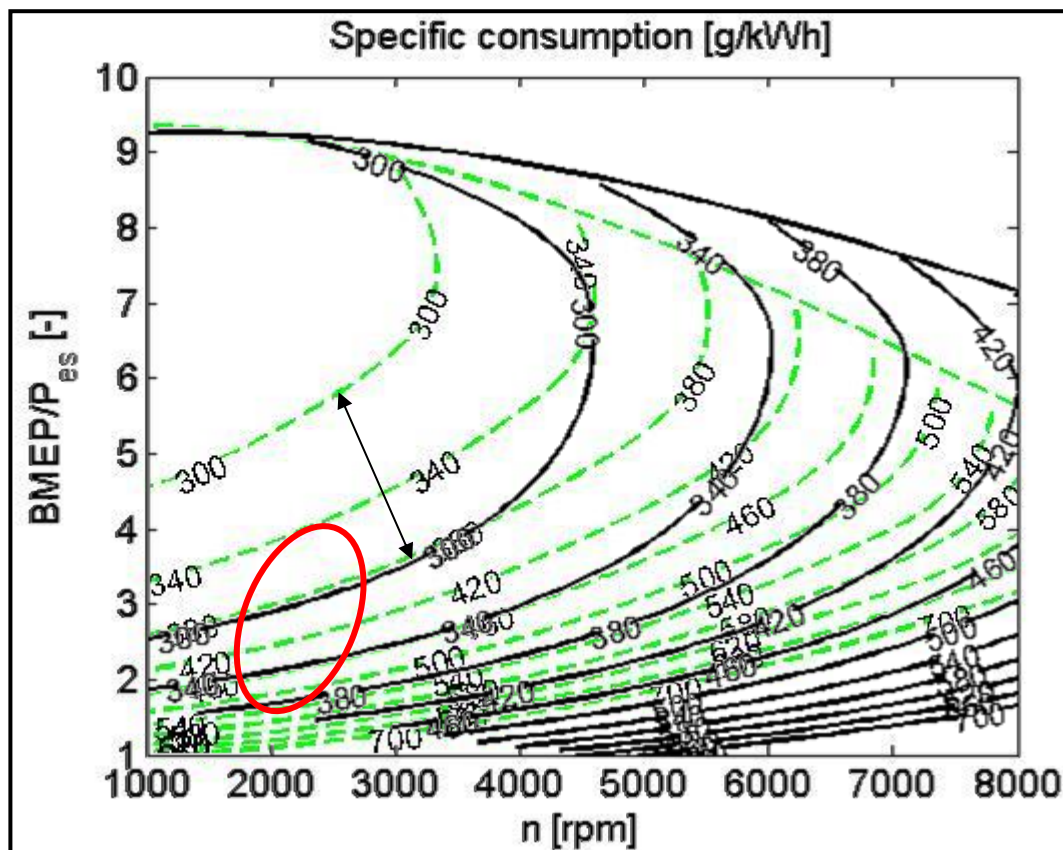


Figura 52. Representación de las isolíneas de consumo específico (Propia)

Esta combinación de estrategias ofrece unos resultados muy satisfactorios, como se puede comprobar en la *figura 52*. Consigue, además de desplazar las curvas hacia la derecha ampliando así el rango de revoluciones con menor consumo, desplazarla hacia abajo, consiguiendo que coincida el régimen operativo habitual del motor, con los menores consumos del mismo, reduciendo así la tasa de contaminantes emitidos.

Se consigue incluso que parte del régimen habitual del motor opere en polo económico de funcionamiento, convirtiéndose por tanto una solución válida para resolver el problema de la carga parcial (a falta de estudiar el resto de combinaciones).

## 7.7. Control de carga mediante turbo combinado con *EGR*.

Se combinan el turbo con el control de carga mediante la recirculación de gases de escape, la cual por sí sola no proporcionó grandes mejoras en el consumo específico a carga parcial. A continuación se emplean ambas técnicas para ver si se consiguen unos resultados satisfactorios:

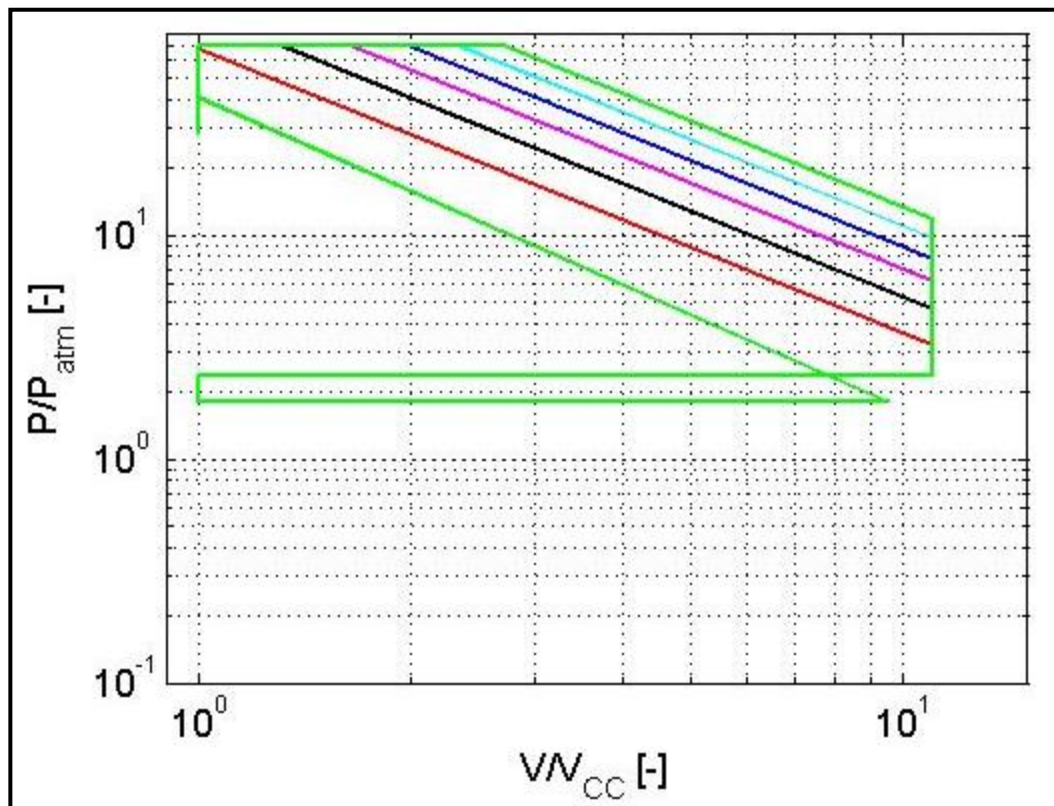


Figura 53. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

Se distingue claramente ambas influencias. Por una parte, la recirculación de gases de escape reduce, sobre todo a baja carga, el bucle de bombeo. Por otra parte, el turbocompresor aumenta el lazo de alta, aumentando el proceso de combustión a presión constante.

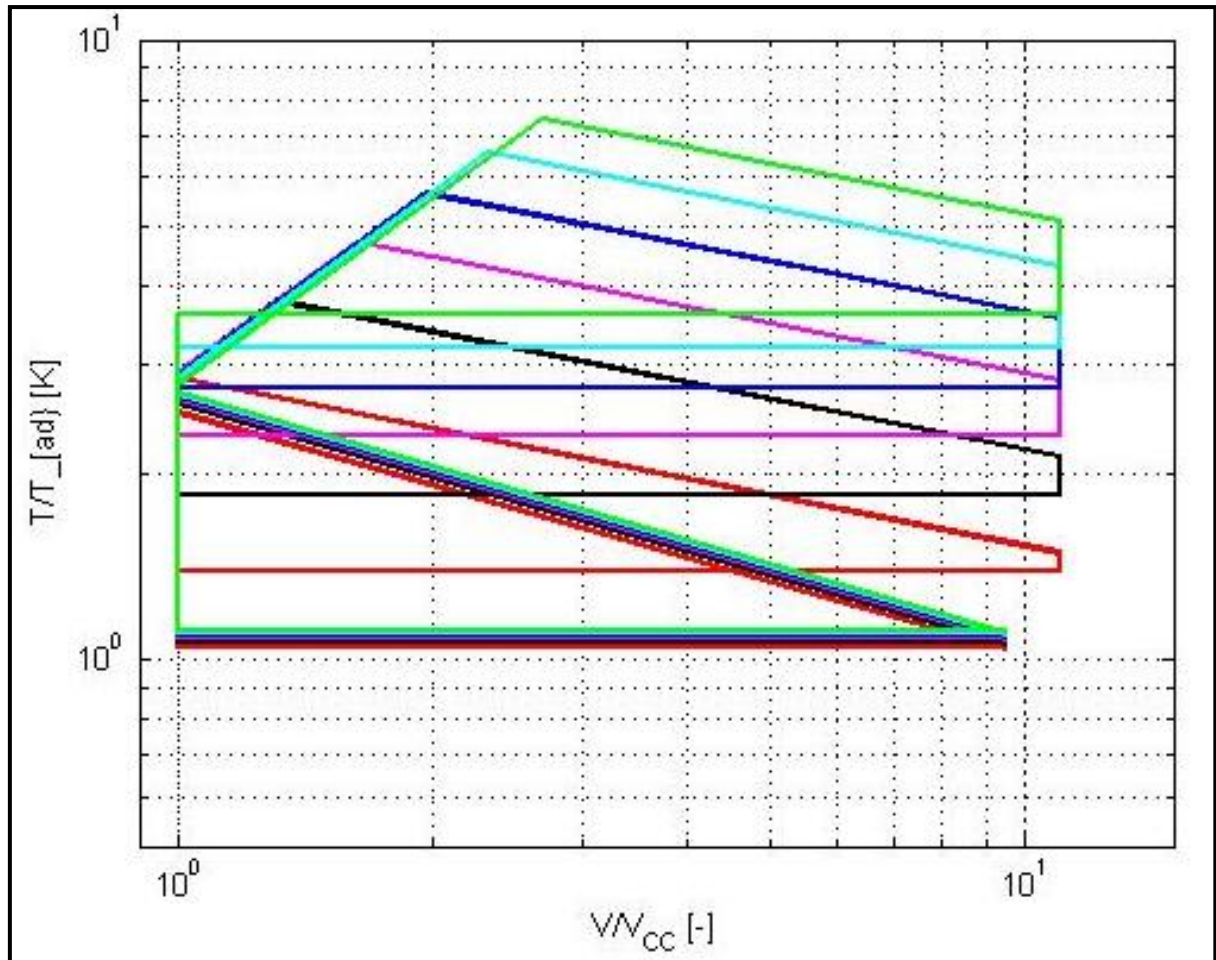


Figura 54. Representación del diagrama T-V (Propia).

De nuevo, se manifiesta la acción del turbo produciéndose la máxima temperatura a un volumen bastante superior que en los casos en los que no se emplea *turbo*. La recirculación de gases de escape consigue bajar la temperatura de inicio a la compresión disminuyendo el trabajo de compresión a cargas bajas.

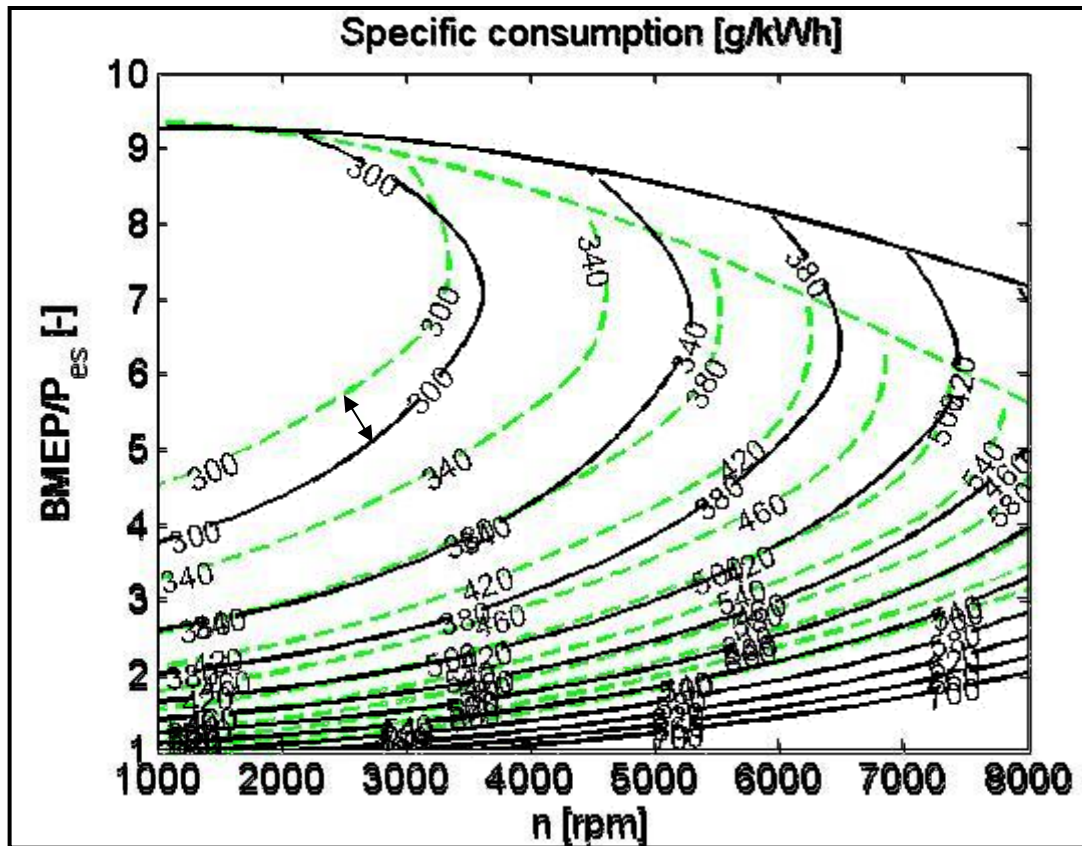


Figura 55. Representación de las isolíneas de consumo específico (Propia)

La combinación de estas técnicas a penas genera mejoras respecto del uso del turbo por separado. La acción de la recirculación de gases de escape a penar mejora levemente el consumo, como se vio en el *apartado 7.3*.

## 7.8. Control de carga mediante turbo combinado con desconexión de cilindros.

En este apartado se combinan las técnicas que por separado han proporcionado los mejores resultados disminuyendo el consumo específico considerablemente. A continuación se muestran los efectos obtenidos con estas estrategias.



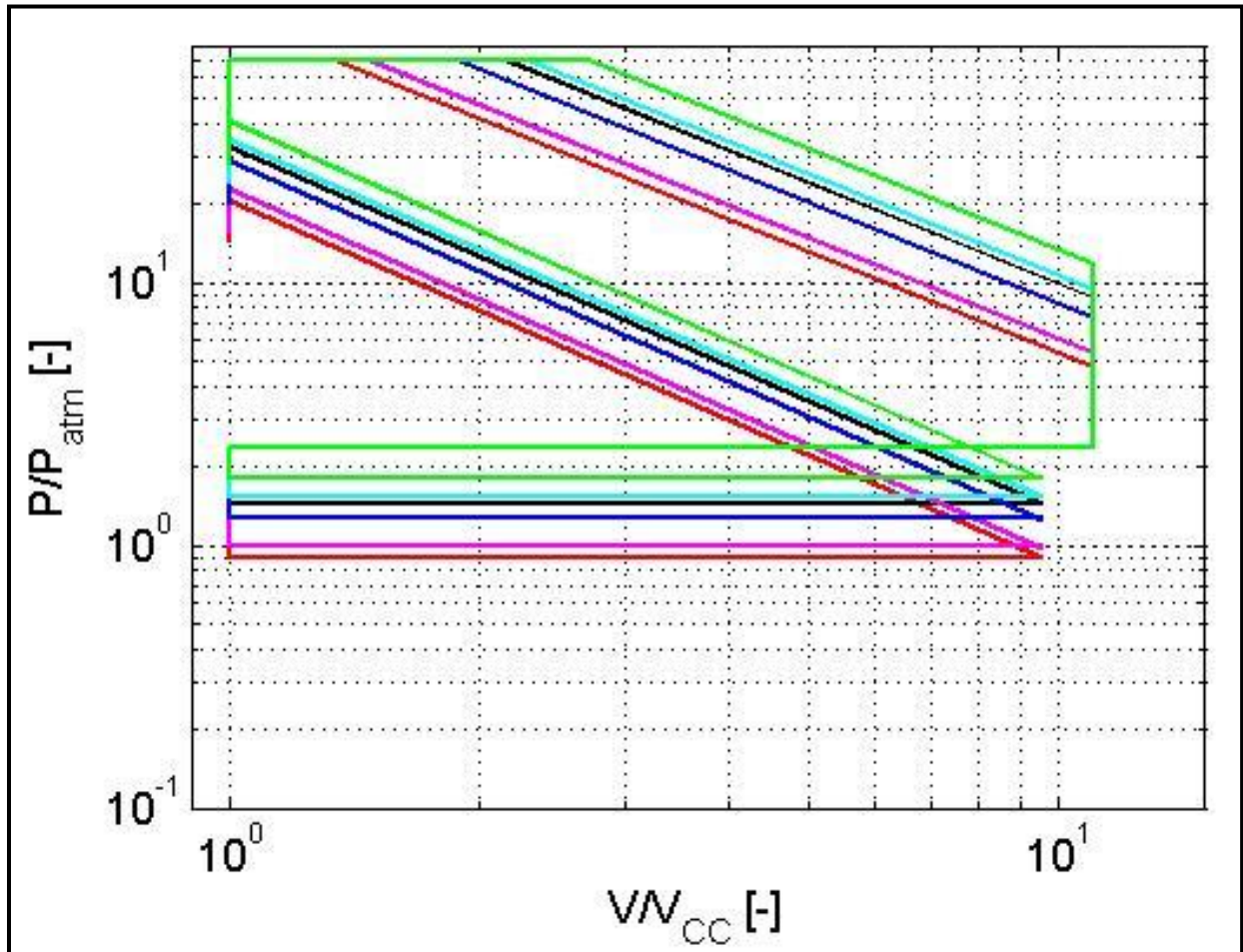


Figura 56. Representación del diagrama p-V indicado (Propia).

El efecto de la desconexión de cilindros reduce el trabajo de bombeo que necesita el ciclo. A su vez, el turbo aumenta el lazo de alta presión, consiguiendo entre ambos un mayor trabajo indicado.

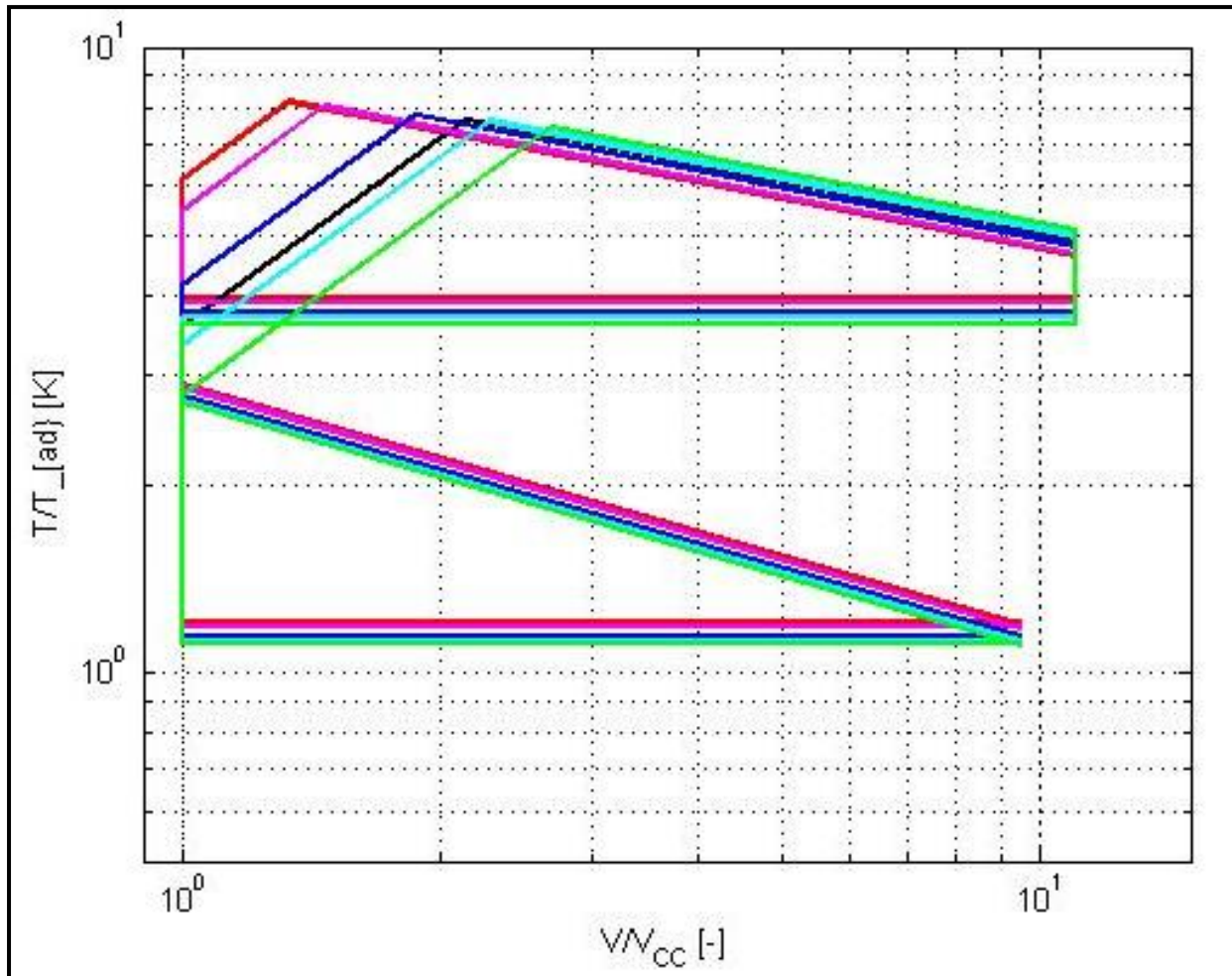


Figura 57. Representación del diagrama T-V (Propia).

La acción combinada resulta en una temperatura a baja carga próxima a la que se alcanza en la plena carga, y una temperatura máxima que se alcanza durante la combustión a presión constante.

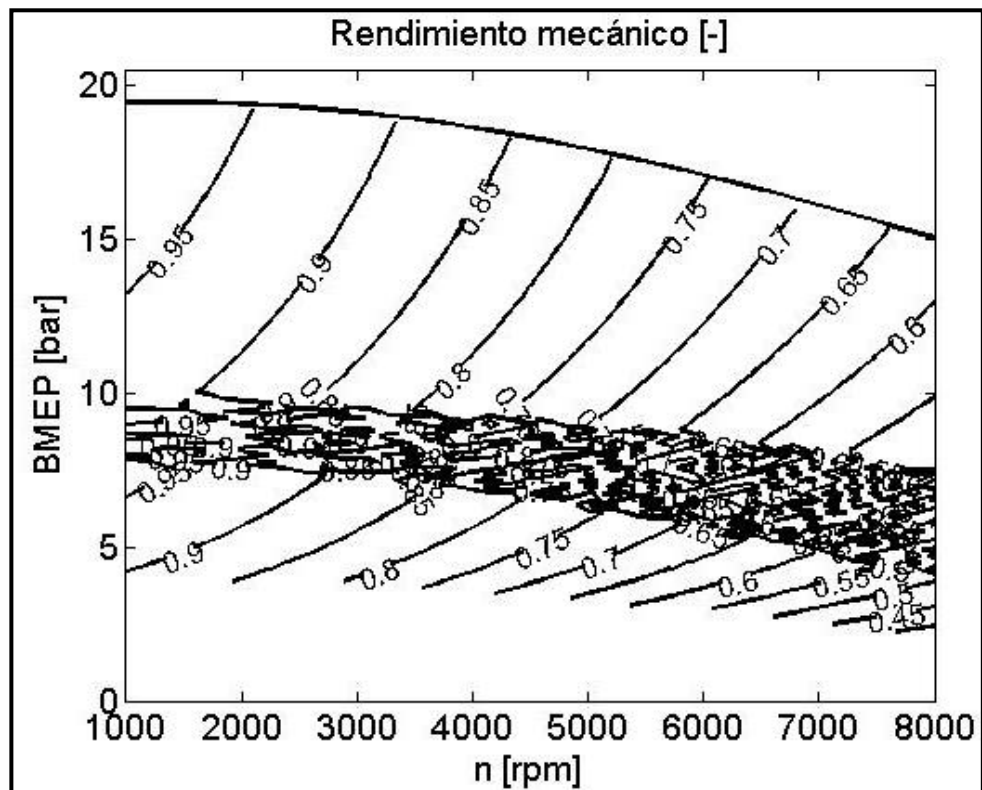


Figura 58. Representación del rendimiento mecánico (Propia).

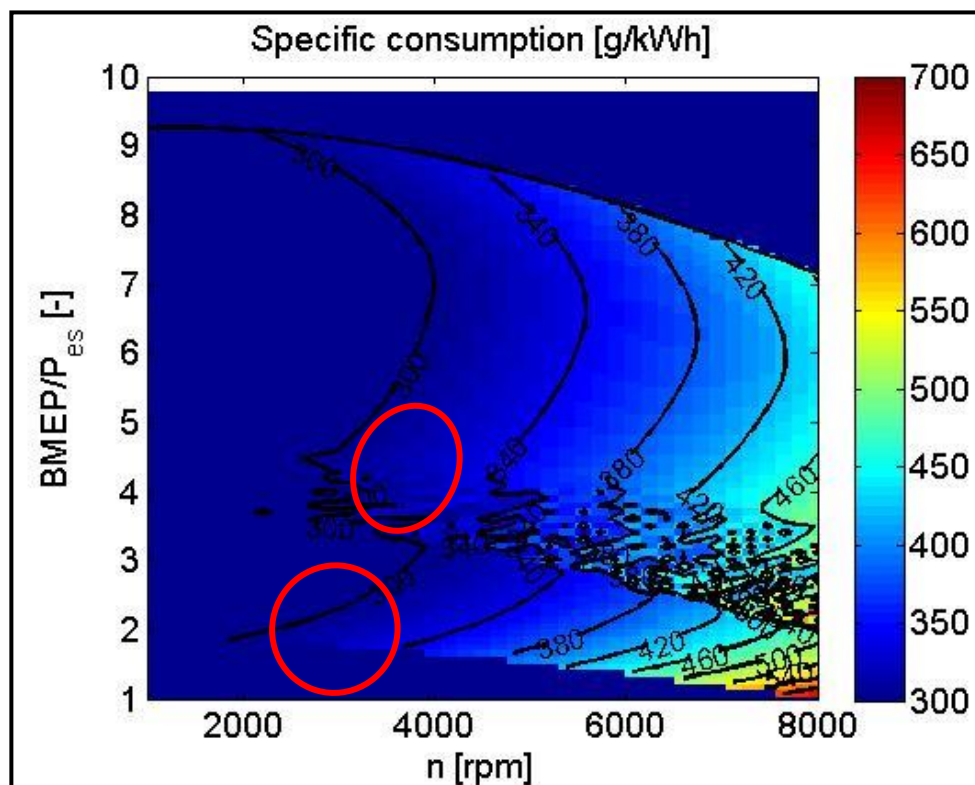


Figura 59. Representación de las isolíneas de consumo específico (Propia).



Esta combinación de técnicas sitúa el consumo entre el polo económico y los  $340(g/kWh)$  suponiendo esto una gran reducción en el consumo específico en el habitual modo operativo de los motores utilitarios.

Una vez comparadas todas las estrategias se puede afirmar que la que mejor se adapta a la problemática que se pretende resolver es la combinación de turboalimentación con desconexión de cilindros. Sin embargo, a pesar de ser la estrategia más eficiente, sólo se puede aplicar a partir de un número determinado de cilindros (a partir de 6 u 8) para no desequilibrar el cigüeñal. Por ello, es factible encontrar esta estrategia en camiones, y sobre todo en motores de cogeneración, pero no en vehículos utilitarios. Debido a esto, es la turboalimentación combinada con la distribución variable *LIVC*, la que se considera una buena solución a la problemática que presenta la conducción a carga parcial, ya que disminuye el consumo sin restar prestaciones y además, se puede emplear en vehículos utilitarios.

---

# CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES.

---

Las conclusiones obtenidas tras finalizar el trabajo se presentan a continuación:

1. Se consigue una visión global de la situación actual, comprendiendo el problema que plantea la conducción a carga parcial y las consecuencias que supone esta cuestión.
2. Se plantean soluciones tecnológicas (explicadas en el estado del arte de la distribución variable) algunas estando ya implantadas y otras aún en desarrollo para resolver el problema de la conducción a carga parcial.
3. Se logra modelizar el funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo y simular sobre dicha modelización diferentes estrategias de control de carga que se proponen como solución a la conducción en carga parcial.
4. A través de las curvas características a plena carga y a carga parcial obtenidas de las diferentes simulaciones, se analizan los resultados de cada solución propuesta.
5. Finalmente, se elige una técnica de las propuestas que cumple con el objetivo principal del presente trabajo. La distribución variable combinada con la turboalimentación permite mejorar el consumo específico de combustible y por tanto, reducir las emisiones de gases contaminantes sin restar prestaciones al vehículo. Con ello se consigue cumplir con el objetivo que motiva este trabajo, aproximando el punto óptimo de funcionamiento (polo económico) de los vehículos utilitarios al modo de conducción más solicitado durante la vida del motor (carga parcial).

Cabe decir que la simulación empleada es sencilla pero capaz de reproducir las tendencias de las curvas características del motor y de representar la realidad. Como trabajo futuro, se propone una simulación más compleja y capaz de representar más detalladamente los resultados que se predicen con la simulación realizada.



# BIBLIOGRAFÍA

---

- Aficionados a la Mecánica*. (s.f.). Obtenido de Estudio del motor: elementos móviles:  
<http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-elementos-moviles.htm>
- Aficionados a la Mecánica*. (s.f.). Obtenido de Distribución variable, clasificación, funcionamiento: [http://www.aficionadosalamecanica.net/distribucion\\_variable1.htm](http://www.aficionadosalamecanica.net/distribucion_variable1.htm)
- Álvarez Flores, J. A. (2005). *Motores alternativos de combustión interna*. EDICIONES UPC.
- Aprendemos tecnología | Blog de profesores de Tecnología*. (s.f.). Obtenido de El cigüeñal | Aprendemos tecnología: <http://aprendemostecnologia.org/2009/05/02/el-ciguenal/>
- Araque, J., & Fygueroa, S. (2003). *Motores de combustión interna alternativos*. Mérida.
- AutoZine Technical School*. (s.f.). Obtenido de  
[http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_31.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm)
- Fernández, J. F. (s.f.). *Poder calorífico, capítulo nº 1*. Obtenido de  
[http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas\\_termicas/01-poder\\_calorifico.pdf](http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_termicas/01-poder_calorifico.pdf)
- HDABOB.com*. (s.f.). Obtenido de <http://hdabob.com/>
- Heywood, J. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*.
- Home - e-auto.com.mx - El Sitio de los Mecánicos y Refaccionarios*. (s.f.). Obtenido de [http://e-auto.com.mx/manual\\_detalle.php?manual\\_id=217](http://e-auto.com.mx/manual_detalle.php?manual_id=217)
- I. N. (2007). *Nuevas tecnologías utilizadas en los sistemas de distribución valvular en los motores a gasolina para vehículos livianos*. La Uruca, San José.
- Lecuona Neumann, A. (s.f.). *Según nomenclatura de Lecuona*.
- Lecuona Neumann, A., Rodríguez Aumente, P., Nogueira Goriba, J., & Vereda Ortiz, C. (2013). *Apuntes de Motores Térmicos*. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- Mapa mental: LA DISTRIBUCIÓN*. (s.f.). Obtenido de  
<http://mimapamental.blogspot.com.es/2013/09/la-distribucion.html>
- Martin Sanz, J. (2013). *Simulación termodinámica y estudio de varias estrategias de carga parcial para un motor de encendido provocado*. Proyecto fin de carrera.
- Martinez, A. (9 de Abril de 2008). *Ahorro energético en la uc3m - Desenchufados*. Obtenido de <http://desenchufados.net/ahorro-energetico-en-la-uc3m/>



- Melgar Bachiller, A. (s.f.). *Introducción a los motores de combustión interna alternativos*. Universidad de Valladolid, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica.
- Payri González, F., & Desantes Fernández, J. M. (s.f.). *Motores de combustión interna alternativos* (Primera ed.). España: Editorial Reverte.
- Propia. (s.f.).
- S. R. (1999). *Alternative and Future Technologies for Reducing Greenhouse Gas Emissions from Road Vehicles*. Sacramento.
- Soriano Martín, M., & Porras Piedra, A. (s.f.). Obtenido de [http://www.uclm.es/profesorado/porrasySoriano/motores/temas/ciclo\\_teorico.pdf](http://www.uclm.es/profesorado/porrasySoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf)
- Tecmovia. *Tecnología y coches de nueva generación*. (s.f.). Obtenido de <http://www.tecmovia.com/2013/06/08/la-tecnologia-de-desactivacion-de-cilindros-de-volkswagen-es-premiada-en-los-engine-of-the-year-awards/>
- Tecnología. (s.f.). Obtenido de El MOTOR DE 4 TIEMPOS - Tecnología: <http://tecnoapostol.wordpress.com/2012/02/06/el-motor-de-4-tiempos/>
- Tecnología: *Electronica, Electricidad, Informatica y Más*. (s.f.). Obtenido de <http://www.areatecnologia.com/>
- Tecnología: *Electrónica, Electricidad, Informática y Más*. (s.f.). Obtenido de <http://www.areatecnologia.com/>
- TUDO SOBRE AUTOMOBILÍSTICA. (s.f.). Obtenido de <http://tudosobreautomobilistica.blogspot.com.es/2012/07/como-funciona-o-sistema-variador-de.html>
- Unidad de Gestión de Datos Corporativos de la UC3M. (2011-2012). *Nuestros estudiantes / UC3M*. Obtenido de [http://www.uc3m.es/ss/Satellite/UC3MInstitucional/es/TextoMixta/1371206554070/Nuestros\\_estudiantes](http://www.uc3m.es/ss/Satellite/UC3MInstitucional/es/TextoMixta/1371206554070/Nuestros_estudiantes)
- Wikipedia, *la enciclopedia libre*. (s.f.). Obtenido de <http://es.wikipedia.org/wiki/Wikipedia:Portada>



## ANEXO 1: ECUACIONES DE LOS GASES IDEALES CALORÍFICAMENTE PERFECTOS.

Como se ha explicado anteriormente, se va a tratar a la mezcla de gases como un gas ideal caloríficamente perfecto, por ello se describen a continuación las ecuaciones obtenidas de esta hipótesis.

Cabe destacar también, que en el modelo no se tratará a la mezcla como aire exclusivamente, si no que se tendrán en cuenta la variación de componente en la mezcla, así como el cambio de propiedades sufridas debido a los cambios de temperatura.

El hecho de que un gas sea ideal y caloríficamente perfecto implica que tanto  $c_p$  como  $c_v$  se mantienen constantes e independientes de la temperatura a lo largo de un proceso.

$$s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_g \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R_g \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Las siguientes ecuaciones se podrán utilizar para calcular los parámetros característicos de cada punto de los procesos de compresión y expansión, ya que estos se han aproximado a procesos isoentrópicos.

Partiendo de estas dos ecuaciones y suponiendo que el proceso es isoentrópico,  $\Delta s = 0$  se obtienen las siguientes relaciones:

$$0 = c_v \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R_g \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \rightarrow c_v \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = -R_g \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

$$\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_v} = \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-R_g} \rightarrow e^{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_v}} = e^{\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{-R_g}}$$

$$\frac{T_2^{c_v}}{T_1^{c_v}} = \frac{V_2^{-R_g}}{V_1^{-R_g}} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\frac{-R_g}{c_v}}$$

Sabiendo que  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ , y que  $c_p = R_g + c_v$ , se tiene que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\frac{c_v - c_p}{c_v}} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1-\gamma}$$

Por otra parte, haciendo lo mismo con la primera ecuación se obtiene la relación de la temperatura con la presión:

$$0 = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_g \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_p} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{R_g}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{c_p - c_v}{c_p}} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{\gamma}} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Finalmente, partiendo de la ecuación anterior y conocida la ecuación fundamental de los gases ideales,  $pV = nRT$  se demuestra que  $pV^\gamma = cte$ :

$$\frac{p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{T_1} = \frac{p_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{T_2}$$

$$T = \frac{pV}{nR}$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores:

$$\frac{p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\frac{p_1 V_1}{nR}} = \frac{p_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\frac{p_2 V_2}{nR}} \rightarrow \frac{p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1}}{V_1} = \frac{p_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1}}{V_2} \rightarrow \frac{p_1^{\frac{-1}{\gamma}}}{V_1} = \frac{p_2^{\frac{-1}{\gamma}}}{V_2}$$

Elevando todo a  $\gamma$  y despejando se obtiene que:

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma \rightarrow pV^\gamma = cte$$

Y por consiguiente,  $TV^{\gamma-1} = cte$  y  $Tp^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = cte$ .

El subíndice 1 hace referencia al punto inicial, y el subíndice 2, al punto final. Este tratamiento, relativo a los subíndices, sólo es válido en este anexo. En el resto del texto, los subíndices corresponden a los estados de equilibrio entre un proceso y otro a lo largo del ciclo.

## ANEXO 2: ANÁLISIS ECONÓMICO DEL TRABAJO.

Se realizará una estimación de los costes de elaboración del trabajo:

		Tiempo	Coste horario	Total
Recursos humanos	Autor	323 h	8 €/h	2584 €
	Tutor	25 h	20 €/h	500 €
Recursos materiales	Licencia <i>Matlab</i>	5 meses	60 €/mes	300 €
	Aire acondicionado	5 meses	30 €/mes	150 €
	Luz	5 meses	8,38 €/mes	41,9 €
	Material informático	5 meses	7,5 €/mes	37,5 €
	Inmobiliario	5 meses	7,5 €/mes	37,5 €
	Transporte	5 meses	40 €/mes	200 €
				<b>3850,9 €</b>

$$Luz = 1800000 \left[ \frac{\text{€}}{\text{año}} \right] \cdot \frac{1}{17898} \left[ \frac{1}{\text{alumnos}} \right] \cdot \frac{1}{12} \left[ \frac{1}{\text{meses}} \right] = 8,38 \left[ \frac{\text{€}}{\text{mes}} \right]$$

$$\text{Licencia Matlab} \approx 60 \left[ \frac{\text{€}}{\text{mes} \cdot \text{alumno}} \right]$$

$$\text{Aire acondicionado} \approx 30 \left[ \frac{\text{€}}{\text{mes}} \right]$$

$$\text{Material (informática e inmobiliario)} \approx 15 \left[ \frac{\text{€}}{\text{mes}} \right]$$



## ANEXO 3: CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN EN MATLAB.

```

clear all
close all
clc

%% DECLARACIÓN DE VARIABLES:
R=8.314;                                % J/(molK)                    % Constante universal de los gases
ideales

%% DECLARACIÓN DE PARAMETROS GEOMÉTRICOS:
q = 0.5*1e-3;                          % m^3                      % Cilindrada unitaria
N_cil = 4;                             % m^3                      % Número de cilindros
q_total = q*N_cil;                     % m^3                      % Cilindrada total
r = 11;                                % adimensional            % Relación de compresión

%SABIENDO QUE r=7=VPMI/VPMS, Y QUE q=VPMI-VPMS, OBTENGO:

VPMS = q/(r-1);                        % m^3                      %VOLUMEN PUNTO MUERTO SUPERIOR
VPMI = r*VPMS;                         % m^3                      %VOLUMEN PUNTO MUERTO INFERIOR

DELTA = 0.9;                           % adimensional            % Pérdida de carga en los conductos
Tatm = 298;                            % K                       % Temperatura de admisión de los gases
Pmax = 70*10^5;                        % Pa                      % Presión máxima del ciclo
Pescape = 1.05*1e5;                    % Pa                      % Presión en el escape
Li=44.4e6;                             % J/kg                    % Poder calorífico del combustible

N_carga = 51;
N_rpm = 41;

```



```
%% BUCLES
for carga=1:N_carga
    carga
    for vueltas=1:N_rpm

        Param_carga = linspace(0.25,1,N_carga);

        a = 0.85;                                % adimensional                % Coeficiente de llenado
        Pad = 0.95*1e5;
        y_EGR_ad(carga,vueltas) = 0.1;
        N_cil_rel(carga,vueltas) = 1;

        TURBO = 0;
        %%% TURBO == 0: sin Turbo.: motor de aspiración atmosférica
        %%% TURBO == 1: Turbo hasta 2.5 bar en admisión

        if TURBO==1
            Pad= 2.0*1e5;
            if carga == 1 && vueltas == 1
                q=q/2;
                q_total = q*N_cil;
                VPMS = q/(r-1);                % m^3                % VOLUMEN PUNTO MUERTO SUPERIOR
                VPMI = r*VPMS;                  % m^3                % VOLUMEN PUNTO MUERTO INFERIOR
                Pescape = Pad+1e4;
            end
        end

        MODO_CARGA_PARCIAL = 1;  %% A CAMBIAR PARA CAMBIAR LOS MODOS DE CARGA PARCIAL
        %%% MODO_CARGA_PARCIAL == 1.: MARIPOSA DE GASES
        %%% MODO_CARGA_PARCIAL == 2.: LIVC CON DISTRIBUCIÓN VARIABLE
        %%% MODO_CARGA_PARCIAL == 3.: EGR INTERNO CON DISTRIBUCIÓN VARIABLE (CRUCE NEGATIVO)
        %%% MODO_CARGA_PARCIAL == 31.: EGR EXTERNO ENFRIADO
        %%% MODO_CARGA_PARCIAL == 4.: DESCONEXIÓN CILINDROS + MARIPOSA DE GASES
```



```
if MODO_CARGA_PARCIAL == 1
    Pad = Pad * Param_carga(carga);
elseif MODO_CARGA_PARCIAL == 2
    a = a * Param_carga(carga);
elseif MODO_CARGA_PARCIAL == 3 || MODO_CARGA_PARCIAL == 31;
    y_EGR_ad(carga,vueltas) = 1.1-Param_carga(carga);
elseif MODO_CARGA_PARCIAL == 4;
    if Param_carga(carga)<0.5
        Param_carga(carga) = Param_carga(carga)*2; %si se desconectan la mitad de cilindros por debajo del ↙
50% de carga
        N_cil_rel(carga,vueltas) = 1/2;
    end
    Pad = Pad * Param_carga(carga);
end

rc = 1+a*(r-1);          % adimensional          % Relación de compresión efectiva
VRCA = VPMS*rc;          % m^3                  % Volumen retardo al cierre de la admisión
rpm = linspace(1000,8000,N_rpm);          % Vector de revoluciones por minuto, que ↙
va de 1000 a 6000 rpm

%% CÁLCULO DEL PUNTO INICIAL 1b: fin de la admisión

% ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL PUNTO 1B
Tad(carga,vueltas)=(373 - (rpm(vueltas)/100));          % K          % Temperatura al finalizar la admisión admisión
T1b(carga,vueltas)=Tad(carga,vueltas);          % K          % Temperatura al finalizar la admisión admisión
V1b(carga,vueltas)=VRCA;          % m^3          % Volumen al finalizar la admisión
P1b(carga,vueltas)=DELTA*Pad;          % Pa          % Presión al finalizar la admisión

%% PROPIEDADES DE LOS PRODUCTOS
c = 8;          % Número de átomos de carbono
```



```
h=1.8*c; % Número de átomos de hidrógeno

%Pesos moleculares conocidos: C=12, O=16, H=1, N=14 % g/mol

% PESOS MOLECULARES:
PM_prod_CO2=12+(2*16); % g/mol
PM_prod_H2O=(1*2)+16; % g/mol
PM_prod_N2=2*14; % g/mol

% FRACCIONES VOLUMÉTRICAS: Fracción volumétrica, (equivalente a la molar)
yprod_CO2 = c*PM_prod_CO2 / (c*PM_prod_CO2 + h/2*PM_prod_H2O + (c+h/4)*3.76*PM_prod_N2);
yprod_H2O = (h/2)*PM_prod_H2O / (c*PM_prod_CO2 + h/2*PM_prod_H2O + (c+h/4)*3.76*PM_prod_N2);
yprod_N2 = (c+h/4)*3.76*PM_prod_N2 / (c*PM_prod_CO2 + h/2*PM_prod_H2O + (c+h/4)*3.76*PM_prod_N2);

% PESO MOLECULAR DE LA MEZCLA DE PRODUCTOS:
PMprod = PM_prod_CO2*yprod_CO2 + PM_prod_H2O*yprod_H2O + PM_prod_N2*yprod_N2; % g/mol

% PROPIEDADES DE LOS GASES DE PRODUCTOS:
Rgprod = 1000*R/PMprod; % J/(kg*K)
GAMMAprod = 1.27; % adimensional
Cvprod = (-Rgprod)/(1-GAMMAprod); % J/(kg*K)
Cpprod = (-GAMMAprod*Rgprod)/(1-GAMMAprod); % J/(kg*K)

%% PROPIEDADES DE LOS GASES EN EL CONDUCTO DE ADMISIÓN, GASES FRESCOS = aire+combustible+EGR

% PESOS MOLECULARES:

PM_gases_frescos_CcHh=(c*12)+(h*1); % =12c+h % g/mol
PM_gases_frescos_O2=2*16; % g/mol
PM_gases_frescos_N2=2*14; % g/mol
```



```
% DOSADO ESTEQUIOMÉTRICO:
F = (12*(c+h)/((c+h/4)*(32+3.76*28)));
%F=PM_gases_frescos_CcHh/((c+h/4)*(PM_gases_frescos_O2+3.76*PM_gases_frescos_N2))
if Param_carga(carga)>0.8
    F_rel = 1*Param_carga(carga).^2 - 1.55*Param_carga(carga) + 1.6; %% hasta F = 1.05
    F_rel = 2.5*Param_carga(carga).^2 - 4*Param_carga(carga) + 2.6; %% hasta F=1.1
else
    F_rel = 1;
end
F=F*F_rel;

% FRACCIONES VOLUMÉTRICAS:
y_aire_ad(carga,vueltas) = (1-y_EGR_ad(carga,vueltas))/(1+F);
y_combustible_ad(carga,vueltas) = F*y_aire_ad(carga,vueltas);

% PESO MOLECULAR DE LA MEZCLA DE REACTIVOS:

PMad(carga,vueltas) = PMprod*y_EGR_ad(carga,vueltas) + 28.84*y_aire_ad(carga,vueltas)+
PM_gases_frescos_CcHh*y_combustible_ad(carga,vueltas); %g/mol

% PROPIEDADES DE LOS GASES FRESCOS DE ADMISIÓN:

Rgad(carga,vueltas)= 1000*R/PMad(carga,vueltas); % J/(kg*K)
GAMMAad = 1.4; % adimensional
Cvad(carga,vueltas) = (-Rgad(carga,vueltas))/(1-GAMMAad); % J/(kg*K)
Cpad(carga,vueltas) = (-GAMMAad*Rgad(carga,vueltas))/(1-GAMMAad); % J/(kg*K)

tolerancia= 1e-9;
iter = 1;
error = 1;
```





```
while (error>tolerancia) && (iter<200)

%% PROPIEDADES DE LOS GASES EN LA COMPRESIÓN = REACTANTES = aire+combustible+residuales+EGR
if iter==1
    y_res(carga,vueltas) = (1+((1400/T1b(carga,vueltas))*((rc*(Pad/Pescape))-(Pad/Pescape)^0.24)))^(-1);
    T1b(carga,vueltas) = 1400*r*y_res(carga,vueltas)*(Pad/Pescape);
    % Estas dos líneas, solo para la primera iteración

else
    y_res(carga,vueltas) = y_res_nuevo(carga,vueltas);
    T1b(carga,vueltas) = T1b_nuevo(carga,vueltas);
end

y_ad(carga,vueltas) = 1-y_res(carga,vueltas);
y_aire(carga,vueltas) = y_ad(carga,vueltas)*y_aire_ad(carga,vueltas);
y_combustible(carga,vueltas) = y_ad(carga,vueltas)*y_combustible_ad(carga,vueltas);
y_EGR(carga,vueltas) = y_ad(carga,vueltas)*y_EGR_ad(carga,vueltas);

% PESO MOLECULAR DE LA MEZCLA DE COMPRESIÓN:

PMcomp(carga,vueltas) = y_aire(carga,vueltas)*(28.84) + y_combustible(carga,vueltas)*PM_gases_frescos_CcHh + \
(y_EGR(carga,vueltas)+y_res(carga,vueltas))*(PMprod);    %g/mol

% PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE COMPRESIÓN:

Rgcomp(carga,vueltas)=1000*R/PMcomp(carga,vueltas); % J/(kg*K)
GAMMAcomp(carga,vueltas) = y_ad(carga,vueltas)*GAMMAad + y_res(carga,vueltas)*GAMMAprod; % adimensional
Cycomp(carga,vueltas) = (-Rgcomp(carga,vueltas))/(1-GAMMAcomp(carga,vueltas)); % J/(kg*K)
Cpcomp(carga,vueltas) = (-GAMMAcomp(carga,vueltas)*Rgcomp(carga,vueltas))/(1-GAMMAcomp(carga,vueltas)); % J/(kg*K)

%%PUNTO 2: de 1b a 2 COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA:
```



```
P2(carga,vueltas)=P1b(carga,vueltas).*(rc^GAMMAcomp(carga,vueltas));
T2(carga,vueltas)=T1b(carga,vueltas).*(rc^(GAMMAcomp(carga,vueltas)-1));
V2(carga,vueltas)=VPMS;

%%PUNTO 2b: de 2 a 2b CAMBIO DE COMPOSICIÓN:

T2b(carga,vueltas)=(Cvcomp(carga,vueltas)/Cvprod)*(T2(carga,vueltas));
P2b(carga,vueltas)=(Cvcomp(carga,vueltas)/Cvprod)*(Rgprod/Rgcomp(carga,vueltas))*P2(carga,vueltas);
V2b(carga,vueltas)=V2(carga,vueltas);

%%% PARAMETROS DE LA COMBUSTIÓN
Jc = 0.9;
if Param_carga(carga)>0.8
    R_rel = 1/F_rel*.94;
else
    R_rel = 0.94;
end
Rendimiento_combustion=R_rel*Jc;

%%PUNTO 3: de 2b a 3 COMBUSTIÓN A V=CTE:

T3i(carga,vueltas)=T2b(carga,vueltas)+((y_combustible(carga,vueltas)*Li*Rendimiento_combustion)/Cvprod);
P3i(carga,vueltas)=P2(carga,vueltas)*(T3i(carga,vueltas)/T2b(carga,vueltas));
V3(carga,vueltas)=V2(carga,vueltas);

if P3i(carga,vueltas)>=Pmax;
    P3(carga,vueltas)=Pmax;
    T3(carga,vueltas)=(Pmax*T2b(carga,vueltas))/P2(carga,vueltas);

    Q_combustion_volumen_cte(carga,vueltas) = Cvprod*(T3(carga,vueltas)-T2b(carga,vueltas)); %en J por kg ↙
de gases en el cilindro
```



```
%%PUNTO 4: de 3 a 4 COMBUSTIÓN A P=CTE
Q_combustion_presion_cte(carga,vueltas) = y_combustible(carga,vueltas)*Li*Rendimiento_combustion - ↙
Q_combustion_volumen_cte(carga,vueltas); %en J por kg de gases en el cilindro

P4(carga,vueltas) = P3(carga,vueltas);
V4(carga,vueltas) = V3(carga,vueltas) * (1+ Q_combustion_presion_cte(carga,vueltas) / ↙
(Cpprod*T3(carga,vueltas)));
T4(carga,vueltas) = T3(carga,vueltas) * (V4(carga,vueltas)/V3(carga,vueltas));

W_combustion(carga,vueltas)=(Pmax*(V4(carga,vueltas)-V3(carga,vueltas)));

else

P3(carga,vueltas)=P3i(carga,vueltas);
T3(carga,vueltas)=T3i(carga,vueltas);

Q_combustion_volumen_cte(carga,vueltas) = Cvprod*(T3(carga,vueltas)-T2b(carga,vueltas)); %en J por kg ↙
de gases en el cilindro

%%PUNTO 4: de 3 a 4 COMBUSTIÓN A P=CTE; EN ESTE CASO PUNTO 3=PUNTO 4

P4(carga,vueltas)=P3(carga,vueltas);
T4(carga,vueltas)=T3(carga,vueltas);
V4(carga,vueltas)=V3(carga,vueltas);
Q_combustion_presion_cte(carga,vueltas) = 0; %en J por kg de gases en el cilindro

W_combustion(carga,vueltas)=0;
end
```



```
%%PUNTO 5: de 4 A 5 EXPANSIÓN ISOENTRÓPICA:
V5(carga,vueltas)=VPMI;
P5(carga,vueltas)=P3(carga,vueltas).*(V4(carga,vueltas)./V5(carga,vueltas)).^GAMMAprod;
T5(carga,vueltas)=T4(carga,vueltas)*((V4(carga,vueltas)./V5(carga,vueltas)).^(GAMMAprod-1));

%%PUNTO 6: de 5 a 6 ESCAPE GASES QUEMADOS A VOLUMEN CONSTANTE:

P6(carga,vueltas)=Pescape/DELTA;
T6(carga,vueltas)=T5(carga,vueltas)*(((Pescape/DELTA)/P5(carga,vueltas)).^(GAMMAprod-1)/(GAMMAprod));
V6(carga,vueltas)=VPMI;

%%PUNTO 7: de 6 A 7 ESCAPE GASES QUEMADOS:

P7(carga,vueltas)=P6(carga,vueltas);
T7(carga,vueltas)=T6(carga,vueltas);
V7(carga,vueltas)=VPMS;
Q7(carga,vueltas)=0;

mres(carga,vueltas)=(P7(carga,vueltas)*V7(carga,vueltas))/(Rgprod*T7(carga,vueltas));
mtotal(carga,vueltas)=P3(carga,vueltas)*V3(carga,vueltas)/(Rgprod*T3(carga,vueltas));
y_res_nuevo(carga,vueltas)=mres(carga,vueltas)/mtotal(carga,vueltas);

%%PUNTO 1B: de 7 a 1b ADMISIÓN:
V1b(carga,vueltas)=VRCA;

T1b_nuevo(carga,vueltas)=(T7(carga,vueltas)*y_res_nuevo(carga,vueltas)*(Cvprod+DELTA*Rgprod*(Pad/P7(carga,vueltas)))+(1-y_res_nuevo(carga,vueltas))*Cpad(carga,vueltas)*Tad(carga,vueltas))/((1-y_res_nuevo(carga,vueltas))*Cvad(carga,vueltas)+y_res_nuevo(carga,vueltas)*Cvprod+DELTA*Rgcomp(carga,vueltas));

if iter>1
    error=abs(T1b(carga,vueltas)-T1b_nuevo(carga,vueltas));
end
```



```
%% CALORES Y TRABAJOS DE CADA PROCESO:

Qcombustion(carga,vueltas) = mtotal(carga,vueltas)*( Q_combustion_volumen_cte(carga,vueltas) + ↵
Q_combustion_presion_cte(carga,vueltas));

%%PUNTO 2: de 1b a 2 COMPRESIÓN ISOENTRÓPICA:
Qcompresion(carga, vueltas)=0;
Wcompresion(carga,vueltas)=-mtotal(carga,vueltas)*Cvcomp(carga,vueltas)*(T2(carga,vueltas)- ↵
T1b(carga,vueltas));

%%PUNTO 2b: de 2 a 2b CAMBIO DE COMPOSICIÓN:
Qcambio_composicion(carga,vueltas)=0;
Wcambio_composicion(carga,vueltas)=0;

%%PUNTO 5: de 4 A 5 EXPANSIÓN ISOENTRÓPICA:
Qexpansion(carga,vueltas)=0;
Wexpansion(carga,vueltas)=mtotal(carga,vueltas)*(Cvprod*(T4(carga,vueltas)-T5(carga,vueltas)));

%%PUNTO 6: de 5 a 6 ESCAPE GASES QUEMADOS A VOLUMEN CONSTANTE:
Qescape_v_cte=0;
Wescape_v_cte(carga,vueltas)=0;

%%PUNTO 7: de 6 A 7 ESCAPE GASES QUEMADOS A PRESIÓN CONSTANTE:
Qescape_p_cte=0;
Wescape_p_cte(carga,vueltas)=P7(carga,vueltas)*(V7(carga,vueltas)-V6(carga,vueltas));

%%PUNTO 1B: de 7 a 1b ADMISIÓN:
Qadmission=0;
Wadmission(carga,vueltas)=DELTA*Pad*(V1b(carga,vueltas)-V7(carga,vueltas));

iter=iter+1;

end
```



```
%% TRABAJO INDICADO:
Windicado(carga,vueltas)=...
    Wcompresion(carga,vueltas)+...
    Wcambio_composicion(carga,vueltas)+...
    W_combustion(carga,vueltas)+...
    Wexpansion(carga,vueltas)+...
    Wescape_v_cte(carga,vueltas)+...
    Wescape_p_cte(carga,vueltas)+...
    Wadmission(carga,vueltas);

%% RENDIMIENTO INDICADO:

Rendimiento_indicado(carga,vueltas)=Windicado(carga,vueltas)/(mtotal(carga,vueltas)*y_combustible(carga,vueltas)*Li);

%% RENDIMIENTO MECÁNICO
PMI(carga,vueltas) = Windicado(carga,vueltas)/q;
x_r = 16.3761 + 2.28629*(.001*rpm(vueltas)) + 0.297053*3*(.001*rpm(vueltas))^2;
v_r = .01*( 5.44659 - 0.02495*(.001*rpm(vueltas)) - .174376*2*(.001*rpm(vueltas)).^2 );
Rendimiento_mecanico(carga,vueltas) = ( 1 - .07*x_r/(PMI(carga,vueltas)/100000) ) / ( 1 - v_r );

%% RENDIMIENTO EFECTIVO:
Rendimiento_efectivo(carga,vueltas)=Rendimiento_indicado(carga,vueltas)*Rendimiento_mecanico(carga,vueltas);

%% TRABAJO EFECTIVO:
Wefectivo(carga,vueltas)=Windicado(carga,vueltas)*Rendimiento_mecanico(carga,vueltas);

%% PRESION MEDIA EFECTIVA:
PME(carga,vueltas)=Wefectivo(carga,vueltas)/q * N_cil_rel(carga,vueltas);

%% CONSUMO ESPECIFICO:
Consumo_especifico(carga,vueltas)=3600000000/(Li*Rendimiento_efectivo(carga,vueltas));

%% TIEMPO DE CICLO:
```



Página | 151





```
figure(2)
for i=1:10:N_carga
    loglog([V2(i,j),V1b(i,j),V2(i,j),V2b(i,j),V3(i,j),V4(i,j),V5(i,j),V5(i,j),V7(i,j),V2(i,j)]/VPMS,...
        [T1b(i,j),T1b(i,j),T2(i,j),T2b(i,j),T3(i,j),T4(i,j),T5(i,j),T6(i,j),T7(i,j),T1b(i,j)]/Tatm,...
        cf_color(i),'LineWidth',2);
    grid on;
    axis([0.9 15 0.5 10])
    xlabel('V/V_{CC} [-]'); ylabel('T/T_{ad} [K]')
    hold on;
end

figure(3);

subplot(2,2,1);
imagesc(Q_combustion_volumen_cte);
colorbar;
title('Q combustión volumen cte');

subplot(2,2,2);
imagesc(Q_combustion_presion_cte);
colorbar;
title('Q combustión presión cte');

subplot(2,2,3);
imagesc(Q_combustion_volumen_cte+Q_combustion_presion_cte,[0 2500000]);
colorbar;
title('Q combustión total');

subplot(2,2,4);
imagesc(y_combustible*Li,[0 2500000]);
colorbar;
title('y combustible*Li');
```





```
figure(4);% Representación en función de las vueltas, la presión media efectiva, la potencia efectiva y el consumo ↙
específico, para carga total.

plot(rpm,PME(end,:)/1000,'b','LineWidth',2);
hold on
plot(rpm,Potencia_efectiva_Watios(end,:)/10,'r','LineWidth',2);
plot(rpm,Consumo_especifico(end,:), 'g','LineWidth',2);
legend('PME [kPa]', 'Potencia/10 [W]', 'Consumo específico [g/kWh]')
grid on;
hold off

N_PME = 101;
PME_vec = linspace(0,max(max(PME+100000)),N_PME);
for n=1:N_rpm

    CE(:,n)=interp1(real(PME(:,n)),real(Consumo_especifico(:,n)),PME_vec);
    NM(:,n)=interp1(real(PME(:,n)),real(Rendimiento_mecanico(:,n)),PME_vec);
end

figure(300);
%ceplot=[265 270 290 310 320 360 400 500];
ceplot=linspace(300,700,11);
if MODO_CARGA_PARCIAL~=4

axes('FontSize',14)

[C1,h1]=contour(rpm(1:end-1),PME_vec(1:end)/Pescape,CE(1:end,1:end-1),ceplot,'k-','Linewidth',2); axis xy;

axis([1000 8000 1 10])
clabel(C1,h1,'FontSize',12)
hold on;
```



```
plot(rpm,PME(end,:)/Pescape,'k-','LineWidth',2);
title('Specific consumption [g/kWh'],'FontSize',14)
ylabel('BMEP/P_{es} [-]','FontSize',14);
xlabel('n [rpm]','FontSize',14);
% h=legend('throttle','LIVC');
% set(h,'FontSize',12)
else
    axes('FontSize',14)

imagesc(rpm(1:end-0),PME_vec(1:end)/Pescape,CE(1:end,1:end-0),[300 700]); colorbar; axis xy;
hold on;
[C1,h1]=contour(rpm(1:end-0),PME_vec(1:end)/Pescape,CE(1:end,1:end-0),ceplot,'k-','Linewidth',2); axis xy;
clabel(C1,h1,'FontSize',12)

axis([1000 8000 1 10])
% clabel(C1,h1,'FontSize',12)
hold on;
plot(rpm,PME(end,:)/Pescape,'k-','LineWidth',2);
title('Specific consumption [g/kWh'],'FontSize',14)
ylabel('BMEP/P_{es} [-]','FontSize',14);
xlabel('n [rpm]','FontSize',14);
% h=legend('throttle','LIVC');
% set(h,'FontSize',12)
end

figure(400);

nmplot=linspace(0,1,21);

axes('FontSize',14)

[C3,h3]=contour(rpm(1:end-0),PME_vec(1:end)/1e5,NM(1:end,1:end-0),nmplot,'k-','Linewidth',2); axis xy;
clabel(C3,h3,'FontSize',12)
```



```
hold on;  
plot(rpm_PME(end,:)/1e5,'k','LineWidth',2);  
% [C2,h2]=contour(rpm_PME_plot(4:end),CE_LIVC(4:end,:),ceplot,'r--','LineWidth',2); axis xy;  
% clabel(C2,h2,'FontSize',12); grid on;  
title('Rendimiento mecánico [-]','FontSize',14)  
ylabel('BMEP [bar]','FontSize',14);  
xlabel('n [rpm]','FontSize',14);
```

